

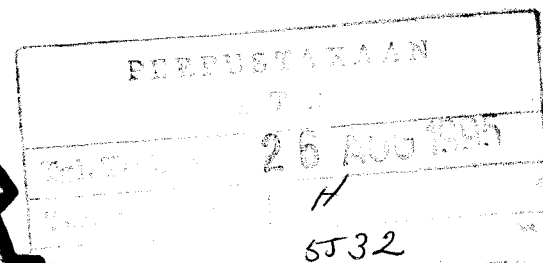
3100096007876

TUGAS AKHIR

NE 1701

**SISTEM TRANSMISI HIDROLIK SEBAGAI
ALTERNATIF SISTEM TRANSMISI TENAGA
GENERATOR POWER TAKE-OFF
PADA MOTOR UTAMA KMF. POTTRE KONENG**

Rske
621.26
Trie
S-1
1995



Oleh :

ERWIN TRIWIBOWO

NRP. 4904200269

**JURUSAN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
1995**

**SISTEM TRANSMISI HIDROLIK SEBAGAI
ALTERNATIF SISTEM TRANSMISI TENAGA
GENERATOR POWER TAKE-OFF
PADA MOTOR UTAMA KMF. POTTRE KONENG**

TUGAS AKHIR

**Diajukan Guña Memenuhi Sebagian Persyaratan
Untuk Memperoleh Gelar Sarjana
p a d a
Jurusan Teknik Sistem Perkapalan
Fakultas Teknologi Kelautan
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya**

Mengetahui / Menyetujui

Dosen Pembimbing

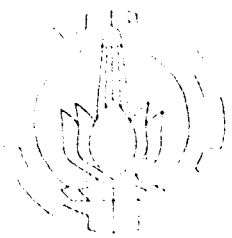


Ir. Bambang Supangkat

NIP. 130 355 298

SURABAYA

Agustus, 1995



DEPARTEMEN PENDIDIKAN DAN KEBUDAYAAN
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN
JURUSAN TEKNIK PERMESINAN KAPAL

Kampus ITS Sukolilo, Surabaya 60111, Telp. 5947254, 5947274
Psw. 262, 5948757, Fax. 5947254

TUGAS AKHIR (NE. 1701)

Nama : ERWIN TRIWIBOWO
Nomor Pokok : 4904200269
Tanggal diberikan tugas : 13 Februari 1995
Tanggal diselesaikan tugas : 19 Agustus 1995

JUDUL KARYA TULIS :

SISTEM TRANSMISI HIDROLIK SEBAGAI ALTERNATIF
TRANSMISI TENAGA UNTUK GENERATOR POWER TAKE-OFF
PADA MOTOR UTAMA KMF.POTTRE KONENG

Dosen Pembimbing,

Mahasiswa,

Surabaya, Februari 1995

Ir. Bambang Supangkat
NIP. 130 355 298

Erwin Triwibowo

Ir. Moch. Orianto BSE, MSc
NIP : 130 786 955

1 copy untuk : Arsip Jurusan
1 copy untuk : Arsip Dosen Pembimbing
1 copy untuk : Arsip Mahasiswa Ybs.
file tabaru

ABSTRAK

Generator power take-off adalah generator listrik kapal yang tenaga mekaniknya diperoleh dari motor utama. Ada keuntungan yang diperoleh dengan menggunakan power take-off dibanding dengan diesel genset.

Dalam operasinya motor utama selalu dalam kondisi hidup, sekalipun waktu bongkar muat dan karena kapal berlayar dalam jangka waktu pendek (sekitar setengah jam) sehingga motor utama lebih banyak tanpa beban (bongkar muat sekitar 40 menit), ini mengawali pemikiran untuk membebani lagi motor utama dengan generator.

Untuk mengkopel generator pada motor utama diperlukan sistem transmisi tenaga yang sesuai. Di KMF. Pottre Koneng motor utama dua set sehingga sistem transmisi PTO harus mampu menggandeng dua sumber daya ini. Karena di kapal ini menggunakan instalasi listrik AC tegangan dan frekwensi konstan (menggunakan generator AC putaran konstan) maka output sistem transmisi harus mampu membuat putaran tetap. Sebagai input sistem transmisi yaitu motor utama yang putarannya berubah-ubah karena motor utama meggerakan propeller, maka sistem harus mampu membuat putaran konstan dari putaran yang berubah-ubah.

Suatu alternatif sistem transmisi tenaga untuk power take-off di kapal ini adalah sistem transmisi hidrolik. Sistem transmisi hidrolik adalah sistem transmisi tenaga yang memakai media penyalur tenaga berupa fluida cair (oli). Fluida dipompa oleh pompa hidrolik yang dikopel ke motor utama, disalurkan melalui pipa ke motor hidrolik. Motor hidrolik yang digerakan oleh fluida tekan dari pompa hidrolik memutar generator listrik.

Untuk mendapatkan putaran tetap pada output sistem (motor hidrolik) dibuat suatu alat kontrol otomatis yang dipasang pada pompa hidrolik untuk mengatur supaya debit fluida yang masuk ke motor hidrolik konstan. Suatu rancangan alat kontrol otomatis berupa motor transduser, governor, servovalve dan mekanisme pompa sebagai alternatif untuk membuat debit fluida selalu konstan.

Efisiensi tenaga sistem transmisi hidrolik PTO di atas sistem transmisi elektrik meskipun sedikit di bawah sistem transmisi mekanik, tetapi mempunyai karakter yang compatible dan flexible, memungkinkan dan sesuai untuk diterapkan di KMF. Pottre Koneng atau kapal yang sejenis

KATA PENGANTAR

Puji syukur ke hadirat Allah SWT karena atas kehendaknya Tugas Akhir ini bisa terselesaikan. Karya tulis ini (skripsi) sebagai Tugas Akhir untuk menyelesaikan studi Sarjana Teknik Sistem Perkapalan.

Suatu harapan dari penulis bahwa karya ini bisa menambah khasanah ilmu bidang sistem perkapalan dan bisa bermanfaat baik bagi penulis maupun orang lain.

Penulis

Erwin Triwibowo

UCAPAN TERIMA KASIH

Melalui lembaran ini penulis ingin mengucapkan terima kasih atas segala bantuan hingga Tugas Akhir ini bisa selesai kepada:

1. Bapak Ir. Tondohartona S., Dekan Fakultas Teknologi Kelautan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.
2. Bapak Ir. M. Orianto, MSc, Bse, Ketua Jurusan Teknik Sistem Perkapalan, Fakultas Teknologi Kelautan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.
3. Bapak Ir. I Wayan Lingga, Sekretaris Jurusan Teknik Sistem Perkapalan, Fakultas Teknologi Kelautan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.
4. Bapak Ir. Bambang Supangkat, Dosen Pembimbing Tugas Akhir penulis.
5. Bapak Ir. Tony Bambang M., MSc, Dosen Wali penulis.
6. Para dosen di lingkungan Jurusan Teknik Sistem Perkapalan, Fakultas Teknologi Kelautan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.
7. Karyawan dan karyawan di lingkungan Fakultas Teknologi Kelautan, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.
8. Teman seperjuangan baik yang alumni maupun di kampus.
9. Konco-konco, Hamim, Budi S., H. Setyo, Yudi, Endik, konco di kos-kosan dan konco-konco lain yang membantu, yang tak disebutkan di sini.

*kupersembahkan untuk,
Bapak, Ibu, Mas Tony, mBak Nez,
Lis, Iyun, Wahyu dan
Adhik*

DAFTAR ISI

	halaman
KATA PENGANTAR.....	1
UCAPAN TERIMA KASIH.....	2
Halaman persembahan.....	3
DAFTAR ISI.....	4
ABSTRAK	
BAB I PENDAHULUAN.....	I-1
1.1 LATAR BELAKANG.....	I-1
1.2 PERMASALAHAN.....	I-1
1.3 BATASAN MASALAH.....	I-2
1.4 METODE PENULISAN.....	I-3
1.5 TUJUAN.....	I-3
BAB II DASAR TEORI SISTEM TRANSMISI HIDROLIK.....	II-1
2.1 PRINSIP-PRINSIP FISIKA.....	II-1
2.1.1 Hukum Pascal.....	II-1
2.1.2 Aliran Dalam Hidrodinami.....	II-4
2.1.3 Pengukuran Dan Satuan.....	II-5
2.2 SIFAT-SIFAT FLUIDA HIDROLIK.....	II-9
2.2.1 Penentuan Nilai Viskositas.....	II-11
2.3 PRINSIP DASAR KERJA TRANSMISI TENAGA HIDROLIK..	II-15
BAB III DASAR RANCANGAN SISTEM TRANSMISI HIDROLIK.....	III-1
3.1 KARAKTERISTIK OUTPUT SISTEM	
TRANSMISI HIDROLIK PTO.....	III-1
3.2 KARAKTERISTIK INPUT SISTEM	
TRANSMISI HIDROLIK PTO.....	III-6
3.3 KARAKTERISTIK SISTEM TRANSMISI HIDROLIK PTO....	III-8
BAB IV RANCANGAN SISTEM TRANSMISI HIDROLIK	
POWER TAKE-OFF MOTOR UTAMA KMF. POTTRE KONENG...	IV-1
4.1 PEMILIHAN FLUIDA HIDROLIK.....	IV-1
4.2 PERENCANAAN MOTOR HIDROLIK.....	IV-2
4.3 PERENCANAAN POMPA HIDROLIK.....	IV-7
4.3.1 Perencanaan Pompa Aksial Gandar.....	IV-7
4.3.2 Perencanaan Silender Penggerak Gandar.....	IV-11
4.3.3 Perencanaan Servovalve.....	IV-12
4.3.4 Perencanaan Motor Transduser.....	IV-13
4.3.5 Perencanaan Governor.....	IV-14
4.4 PERENCANAAN RESERVOAR.....	IV-15
4.5 KOPEL POMPA HIDROLIK KE MOTOR UTAMA.....	IV-16

4.5.1 Pemilihan Tipe Rantai Gigi.....	IV-17
4.6 INSTALASI TRANSMISI HIDROLIK PTO.....	IV-19
4.6.1 Cek Terhadap Kavitasasi.....	IV-21
4.7 PERHITUNGAN EFISIENSI SISTEM	
TRANSMISI HIDROLIK PTO.....	IV-23
4.7.1 Penurunan Tekanan di Saluran.....	IV-23
4.7.2 Efisiensi Total Sistem.....	IV-28
BAB V TINJAUAN TEKNIS ALTERNATIF SISTEM TRANSMISI POWER	
TAKE-OFF KMF. POTTRE KONENG.....	V-1
5.1 TRANSMISI MEKANIK RENK FREQUENCY CONSTAN.....	V-1
5.2 TRANSMISI MEKANIK DENGAN KOPEL LANGSUNG.....	V-4
5.3 TRANSMISI MEKANIK ELEKTRIK DENGAN	
FREQUENCY CONVERTER.....	V-5
5.4 TRANSMISI MEKANIK-ELEKTRIK DENGAN DC/AC CONVERTER.	V-7
5.5 TRANSMISI HIDROLIK POWER TAKE-OFF.....	V-8
BAB VI PENUTUP.....	VI-1
6.1 KESIMPULAN.....	VI-1
6.2 SARAN.....	VI-2
DAFTAR PUSTAKA.....	pstk-1
LAMPIRAN	

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 LATAR BELAKANG

Dua cara penyediaan energi listrik di kapal yaitu:

1. Dengan Diesel Genset; generator digerakkan langsung oleh prime mover berupa motor diesel.
2. Dengan Generator Power Take-off; yaitu generator yang digerakkan oleh motor utama kapal.

Ada keuntungan penyediaan listrik dengan power take-off yaitu berkurangnya jumlah mesin bantu (genset) sehingga mengurangi noise dan mengurangi sistem pendukung mesin bantu.

Ada beberapa hal teknis mengapa generator power take-off bisa diterapkan di KMF. Pottre Koneng. Dalam operasinya motor utama kapal ini selalu dalam kondisi hidup, meski waktu bongkar muat sekalipun. Dalam beroperasinya KMF. Pottre Koneng dan sejenisnya yang berlayar Ujung - Kamal (selat Madura) tidak sama dengan kapal yang berlayar jarak jauh dimana kapal ini waktu pelayaran tidak lebih setengah jam. Jadi motor utama dibebani pada beban continue rating sekitar setengah jam, kemudian kapal bongkar muat sekitar 40 menit motor utama tidak dibebani. Kondisi ini mengawali pemikiran bahwa motor utama kapal ini masih bisa dibebani lagi dengan generator listrik. Jadi motor utama ketika berlayar dibebani diatas continues rating (propeller+generator), tetapi masih dibawah maximum rating,

selama setengah jam. Pembebanan di atas continues rating dalam jangka waktu sekitar setengah jam ini masih di ijin.¹

1.2 PERMASALAHAN

Motor utama yang dipergunakan untuk menggerakkan generator fungsi utamanya adalah menggerakkan baling-baling propulsor. Untuk manuver (merubah kecepatan dan berbelok) gerak kapal, dengan merubah-rubah putaran baling-baling karena baling-baling yang dipakai tipe fixed pitch propeller. Jadi dalam operasinya motor utama kapal ferry putarannya berubah-ubah (tidak konstan). Adalah tidak mungkin mengkopel langsung generator ke poros motor utama tanpa suatu alat kontrol yang membuat putaran generator tetap konstan, karena putaran generator akan mengikuti putaran motor utama. Perlu diketahui generator yang dipakai untuk memenuhi kebutuhan listrik di kapal adalah generator AC (alternator) tegangan tetap dan frekuensi tetap. Untuk memperoleh frekuensi yang tetap diperlukan putaran generator yang konstan.

KMF.POTTRE KONENG dan kapal ferry yang sejenis mempunyai motor utama lebih dari satu set dengan daya dan tipe-tiap setnya sama. Pembebanan power take-off pada salah satu motor utama tertentu akan membuat tidak seimbang

¹ Maleev V. L., Priambodo Bambang, Operasi dan Pemeliharaan Mesin Diesel, mengijinkan pembebanan di atas continues rating dan masih di bawah maksimum rating tidak lebih 10 jam.

daya propulsi. Pembebanan power take-off harus dibagi tiap-tiap motor utama. Jadi daya tiap-tiap motor utama diambil sedikit dan digandeng menjadi satu untuk memutar sebuah generator. Untuk itu perlu suatu sistem transmisi tenaga yang bisa mengandeng beberapa sumber tenaga menjadi satu untuk memutar generator.

1.3 BATASAN MASALAH

Mengingat waktu yang tersedia maka diperlukan batasan-batasan masalah yang akan dibahas guna mendapat hasil sesuai tujuan. Adapun batasan-batasan tersebut meliputi :

1. Rancangan terbatas pada materi pokok sistem transmisi hidrolik untuk power take-off di KMF. Pottre Koneng.
2. Rancangan sistem transmisi hidrolik ini khusus pada kapal KMF. Pottre Koneng dengan asumsi seluruh data adalah aktual.
3. Karena evaluasi pembebanan PTO pada motor utama diperlukan uji mesin dan waktu yang cukup banyak dan juga mengingat tujuan penulisan ini memberikan alternatif bila dibangun kapal baru yang sejenis KMF. Pottre Koneng maka pembebanan PTO pada KMF. [Pottre Koneng dalam karya tulis ini, penulis mengasumsikan bahwa motor utama yang terpasang masih mampu dibebani PTO.]
4. Pembahasan dikhususkan dari segi teknis, sedangkan masalah teknologi pembuatan, bahan, pemasangan dan masalah ekonomi tidak dibahas dalam karya tulis ini.

5. Rancangan hanya sampai batas ukuran-ukuran utama dari komponen-komponen sistem.
6. Analisa unjuk kerja dari sistem terbatas hanya efisiensi tenaga.

1.4 METODE PENULISAN

Sepenuhnya penulisan tugas akhir ini memakai study literatur.

1.5 TUJUAN

Dari penulisan tugas akhir ini diharapkan dapat terpenuhinya tujuan-tujuan sebagai berikut :

- 1 Merancang suatu sistem transmisi tenaga dan alat kontrolnya untuk power take-off di kapal ferry dengan media transmisi fluida cair (transmisi hidrolik).
2. Dengan mengambil KMF. Pottre Koneng sebagai contoh, rancangan ini diharapkan suatu alternatif cara penyediaan energi listrik di kapal, bila dibangun kapal baru yang sejenis dengan kapal yang tersebut diatas.

BAB II

DASAR TEORI SISTEM TRANSMISI TENAGA HIDROLIK

2.1. PRINSIP-PRINSIP FISIKA

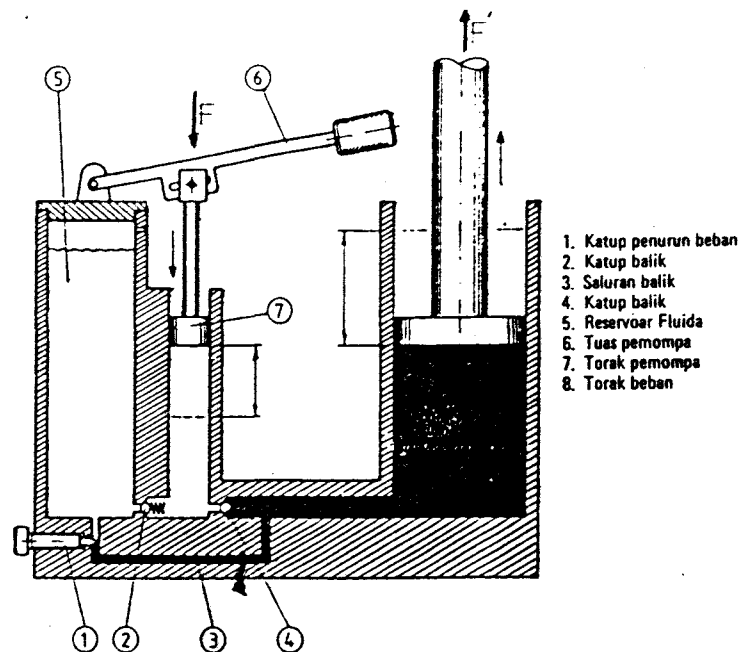
2.1.1. Hukum Pascal

Catatan sejarah paling awal menunjukkan peralatan-peralatan seperti pompa, sudu-sudu air (kincir) dikenal sebagai peralatan yang menggunakan fluida adalah paling awal dan kuno. Peralatan itu berdasarkan prinsip yang ditemukan ilmuwan Perancis bernama Pascal. Kaitannya dengan fluida terikat dalam pemindahan tenaga yang melipatgandakan gaya dan memodifikasi gerakan-gerakan.

Pascal menyatakan bahwa; "Tekanan yang digunakan pada suatu fluida yang terikat diteruskan kesegala arah, bekerja dengan gaya yang sama besar pada luasan yang sama, dan bergerak ke arah tegak lurus terhadap titik-titik mereka bekerja"

Pemakaian hukum Pascal pada tahap awal revolusi industri adalah seorang mekanik bernama Joseph Bramah dalam pengembangan suatu pres hidrolik. Pada gambar 2.1 menunjukkan hukum Pascal untuk pres hidrolik.

Suatu fluida hidrolik berada dalam ruangan yang dibatasi dinding silinder, dinding pipa dan torak. Suatu gaya F mendorong torak 1 sehingga menimbulkan tekanan pada fluida yang diteruskan kesegala arah. Karena silinder 1 dan 2 berhubungan maka fluida di silinder 2 mempunyai tekanan yang sama dengan tekanan fluida di silinder 1, mengakibatkan di torak 2 timbul gaya sebesar F' . Prinsip ini digunakan untuk

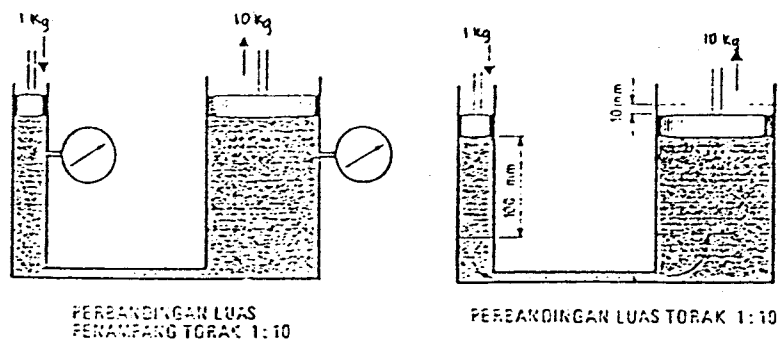


Gambar 2.1 Pres hidrolik menerapkan hukum Pascal

memindah tenaga mekanik di suatu tempat ke tempat lain.

Prinsip lain dari sistem ini adalah konsep perubahan gaya. Luasan silinder 1 yang lebih kecil dari luasan silinder 2, ketika torak 1 diberi gaya F menimbulkan tekanan fluida ke segala arah. Tekanan adalah gaya per luasan fluida, maka pada permukaan dinding yang luas akan mendapat gaya yang besar. Demikian juga karena luasan penampang torak 2 lebih besar dari torak 1, pada torak 2 gaya yang mendorong lebih besar dari pada torak 1.

Ilustrasi perubahan gaya digambarkan dengan sistem hidrolik yang ideal seperti gambar 2.2. Torak yang kecil mempunyai luas penampang 1 cm, sedangkan luas penampang torak besar adalah 10 cm. Torak besar akan mendapat tekanan 10 kg per 10 cm, sehingga ia akan membawa berat total atau gaya sebesar 10 kg, bila gaya dorong torak kecil 1 kg.



Gambar 2.2 Ilustrasi sistem hidrolis

Torak besar akan bergerak 1 cm bila torak kecil bergerak 10 cm. Kecepatan torak besar 1 cm per detik bila pada torak kecil kecepatannya 10 cm per detik.

Ilustrasi ini menggambarkan bahwa fluida dapat digunakan sebagai alat pemindah tenaga dan konversi tenaga. Tenaga (power) adalah dinyatakan sebagai:

$$\begin{aligned} \text{Power} &= \text{gaya} \times \text{kecepatan} \\ &= \text{tekanan} \times \text{luasan} \times \text{kecepatan} \\ &= \text{tekanan} \times \text{debit} \end{aligned}$$

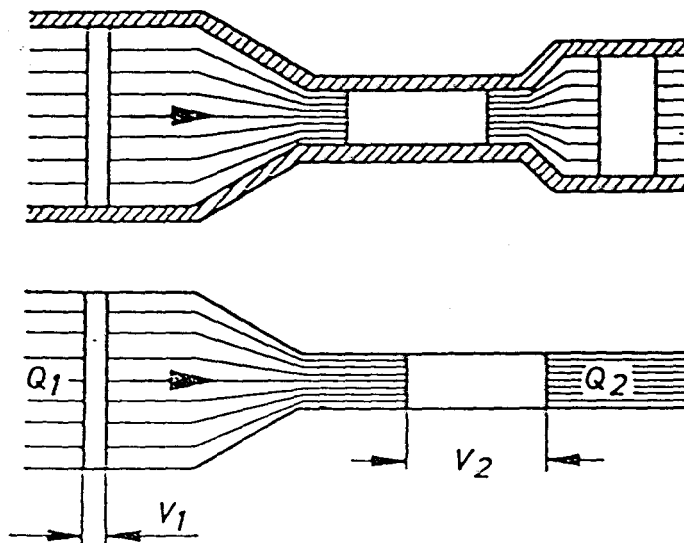
Pemindahan tenaga mengikuti hukum kekekalan energi, dengan sistem di atas energi dapat dipindahkan (ditransmisikan) ketempat lain dalam jumlah yang tetap. Energi pada torak yang satu dipindah ke torak yang lain dalam jumlah yang sama tetapi elemen-elemennya berubah. Seperti ilustrasi di atas tenaga sebesar 10 kg.cm/detik dari torak kecil ditransmisikan ke torak besar dengan besar yang sama, tetapi kecepatan berubah dari 10cm/detik menjadi 1 cm/detik. Gaya pada torak kecil 1 kg berubah pada torak

besar menjadi 10 kg.

Dalam aplikasinya sistem tidak bisa dibuat ideal, jadi dalam pemindahan energi ada energi yang keluar dari sistem dan energi mekanik berubah menjadi energi panas. Energi yang keluar sistem diakibatkan dari bocoran aliran fluida. Energi mekanik yang berubah menjadi energi panas akibat dari gesekan komponen-komponen sistem dan gesekan dengan fluida.

2.1.2 Aliran dalam hidrodinamik

Hidrodinamik adalah hubungan-hubungan antara debit, luas penampang, dan kecepatan dalam suatu luasan penampang tertentu. Apabila fluida mengalir melalui pipa dengan ukuran diameter yang berbeda-beda, volume fluida yang sama mengalir dalam waktu yang sama pula, tetapi yang berubah adalah



Gambar 2.3 Hukum aliran

kecepatan alirannya. Perhatikan gambar 2.3.

$$V = A \cdot s \quad \text{sehingga} \quad Q = A \cdot v$$

Jarak yang ditempuh per satuan waktu disebut kecepatan,

$$v = \frac{m}{s} \text{ (meter/detik).}$$

Perkalian antara kecepatan aliran dengan luas penampang yang dilalui menghasilkan debit,

$$Q = A \cdot v$$

sehingga persamaan kontinuitas menjadi,

$$Q_1 = Q_2 \quad \text{dan} \quad A_1 \cdot v_1 = A_2 \cdot v_2$$

Fluida dalam sistem hidrolik terdiri dari energi-energi yaitu energi kinetik yang disebabkan oleh berat fluida sebenarnya dan kecepatan fluida itu melakukan gerak dan energi potensial dalam bentuk tekanan.

Daniel Bernaulli ilmuwan Swis menyatakan bahwa jumlah energi tekanan dan energi kinetik pada berbagai titik dalam suatu sistem harus konstan apabila aliran (debit) rata-ratanya konstan. Apabila diameter pipa berubah, maka kecepatan aliran fluidanya berubah. Dengan demikian energi kinetiknya dapat bertambah atau berkurang, tetapi walaupun demikian energinya tidak dapat timbul atau dihilangkan sama sekali. Sehingga perubahan energi kinetik harus diimbangi oleh penurunan atau penambahan tekanan.

2.1.3 Pengukuran dan satuan

Massa dan gaya. Massa suatu benda sebesar 1 kg menimbulkan gaya sebesar 1 kp di atas permukaan bumi.

Apabila yang dipakai Satuan Internasional (SI), maka menurut hukum Newton ,

$$F = m \cdot a$$

gaya = massa x percepatan

Kemudian menurut sistem lama, dengan percepatan gravitasi bumi (g) untuk percepatan secara umum,

$$F = m \cdot g$$

$$1kp = 1kg \times 9,81 \text{ m/dt}^2 = 9,81 \text{ kg.m/dt}^2$$

Dan menurut SI, gaya F dinyatakan dalam satuan Newton (N).

$$1N = 1kg \times 1 \text{ m/dt}^2 = 1 \text{ kg.m/dt}^2, \text{ dengan demikian}$$

$$1kp = 9,81N$$

Untuk memudahkan perhitungan kadang-kadang diambil pembulatannya.

$$1kp \approx 10N$$

Tekanan. Tekanan adalah merupakan salah satu pengukuran yang terpenting dalam sistem hidrolik, dan tekanan ini ditentukan sebagai gaya per satuan luas.

$$p = \frac{F}{A}$$

$$p = \text{tekanan (bar)} \\ (1\text{kg/cm}^2 = 1\text{bar} = 14,7\text{psi} = 100\text{kPa})$$

$$F = \text{gaya (N)}$$

$$A = \text{luas (cm}^2\text{)}$$

Pada pembahasan sebelumnya dinyatakan bahwa tekanan dalam satuan $\frac{kp}{cm^2}$,

$$1 \frac{kp}{cm^2} = 1 \text{ at (1 atmosfer)}$$

Satuan Newton (N) sekarang digunakan sebagai satuan untuk gaya, sehingga memberikan hasil seperti berikut:

$$1 \text{ bar} = 10 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2}$$

$$1 \text{ bar} = 1,02 \frac{\text{kp}}{\text{cm}^2} \text{ sehingga } 1 \frac{\text{kp}}{\text{cm}^2} = 0,98 \text{ bar}$$

Apabila satuan dasar untuk gaya (N) dan luas (m^2) digunakan menurut satuan SI, satuan Pascal (Pa) dapat digunakan sebagai satuan tekanan.

$$1 \text{ Pa} = 1 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

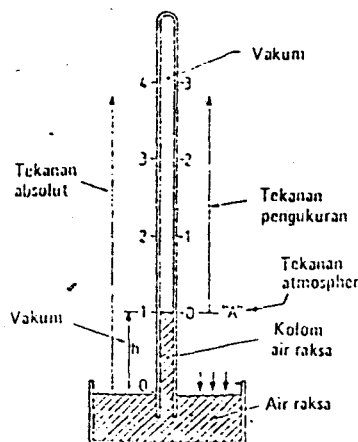
Satuan Pascal pada prakteknya memberikan harga yang terlalu tinggi, maka lebih disukai menggunakan satuan Bar (bar).

$$1 \text{ bar} = 100.000 \text{ Pa}$$

Satuan psi (pound force per square inch) masih juga digunakan, tetapi satuan ini tidak termasuk satuan SI.

$$1 \text{ bar} = 14,7 \text{ psi}$$

Dalam sistem hidrolik yang digunakan kalibrasi tekanan yang didasarkan pada tekanan atmosfer. Ini berarti bahwa tekanan atmosfer dianggap sebagai tekanan nol, dan setiap tekanan di atas tekanan atmosfer adalah tekanan pembacaan positif. Pembacaan tekanan pada berbagai pengukuran disebut tekanan pengukuran dan pembacaan tekanan



Gambar 2.4 Barometer air raksa tekanan atmosfer bekerja pada permukaan air raksa dan didalam tabung vakum

pada pengukuran-pengukuran yang dimulai dari tekanan absolut nol disebut tekanan absolut (lihat gambar 2.8).

Tekanan atmosfer pada batas permukaan air laut adalah 101,3 kPa (absolut) , pada tekanan atmosfer, tekanan ini dibaca sebagai tekanan nol.

Daya dan usaha. Daya (power) kita didefinisikan sebagai laju usaha (work) yang dilakukan terhadap waktu. Daya rata-rata yang dikeluarkan oleh sesuatu sama dengan usaha total yang dilakukan dibagi dengan selang waktu total yang dibutuhkan usaha tersebut, yaitu

$$P = \frac{W}{t}$$

Usaha didefinisikan sebagai perkalian antara besar gaya F dan jarak d , kita tuliskan sebagai

$$W = F \times d$$

maka daya juga bias kita tulis,

$$P = \frac{F \times d}{t}$$

padahal d/t adalah jarak dibagi waktu sebagai kecepatan v . Sehingga daya juga dapat ditulis sebagai,

$$P = F \times v , \quad \text{Power} = \text{gaya} \times \text{kecepatan}$$

Turunan besaran gaya yang sering kita jumpai dalam fluida adalah tekanan. Tekanan sebagai gaya per luas , $p = \frac{F}{A}$.

Turunan kecepatan dalam fluida, debit (Q) adalah volume per waktu ,

$$Q = \frac{V}{t} .$$

Karena volume (V) dibagi luasan (A) adalah jarak (d) maka daya dalam sistem fluida ditulis,

$$P = p \times Q, \text{ daya} = \text{tekanan} \times \text{debit.}$$

Dalam sistem SI satuan daya adalah joule/detik dan disebut watt. Satuan lain yang lebih besar dan juga sering dipakai adalah daya kuda (disingkat hp-dari horse power). 1 hp sama dengan 746 watt.

2.2 SIFAT-SIFAT FLUIDA HIDROLIK

Fluida hidrolik yang berwujud minyak oli merupakan bagian yang sangat penting pada suatu sistem transmisi hidrolik. Pada prinsipnya fluida dapat berbentuk cair atau gas. Istilah fluida dalam hidrolik datang dari istilah umum yang berbentuk cair dan digunakan sebagai media pemindah tenaga atau daya.

Fluida hidrolik dalam aplikasinya mempunyai empat tujuan utama, yaitu (1) sebagai pemindah gaya; (2) pelumas bagian-bagian yang bergesekan; (3) pengisi celah jarak antara dua bidang yang melakukan gesekan; (4) sebagai pendingin atau penyerap panas yang timbul akibat gesekan.

Beberapa sifat fluida yang penting berkaitan dengan fungsi fluida hidrolik dalam sistem transmisi hidrolik adalah :

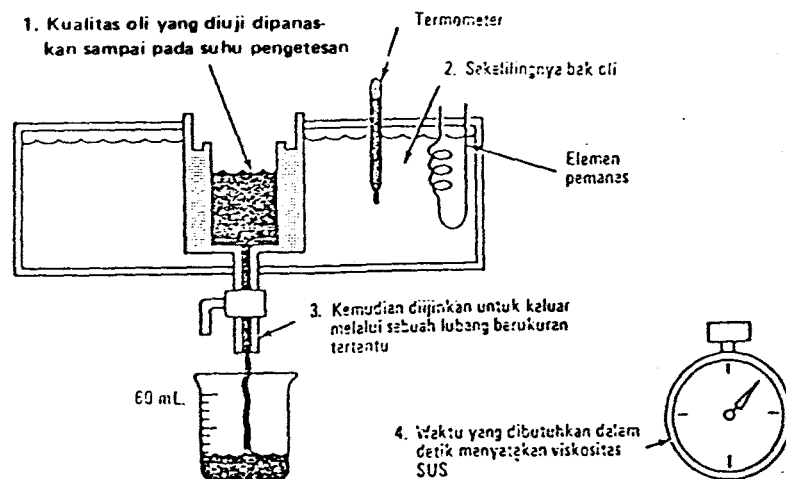
- viskositas
- indek viskositas
- titik alir
- ketahanan untuk tidak berbuih
- ketahanan terhadap oksidasi
- ketahanan terhadap api.

Viskositas secara umum dianggap sesuatu yang paling penting dalam sifat-sifat fisik dari oli hidrolik, karena viskositas akan mempengaruhi kemampuan untuk mengalir dan melumasi bagian-bagian yang bergesekan. Viskositas akan menentukan tahanan dalam fluida hidrolik untuk mengalir. Nilai viskositas suatu fluida rendah jika fluida tersebut mengalir dengan mudah, selanjutnya disebut fluida ringan atau encer. Nilai viskositas suatu fluida tinggi jika fluida tersebut mengalir sukar, selanjutnya disebut fluida berat atau kental.

Ada beberapa metode dalam menentukan nilai viskositas minyak oli, adalah : Viskositas absolut(Poise) ; Viskositas Kinematik (Centistoke = cSt) ; Viskositas relatif (Saybolt Universal Second = SUU) ; dan angka koefisien SAE. Syarat-syarat viskositas fluida hidrolik (oli) cenderung untuk ditentukan dalam SUS,SAE,Viskositas kinematik (untuk SI), dan derajat Engler. Metode penentuan viskositas akan dijelaskan dalam sub sub bab berikutnya.

Indeks viskositas, adalah suatu tanda perubahan rata-rata viskositas fluida sesuai dengan perubahan pada suhu tertentu. Suatu fluida yang mempunyai viskositas secara relatif stabil pada perbedaan suhu yang besar, fluida tersebut mempunyai indeks viskositas yang tinggi. Sedangkan fluida (oli) dikatakan mempunyai indeks viskositas rendah apabila pada suhu rendah cepat membeku atau bertambah besar viskositasnya, dan cepat menjadi encer apabila berada pada suhu tinggi.

diakui dunia adalah Viskometer Saybolt. (lihat gambar berikut)



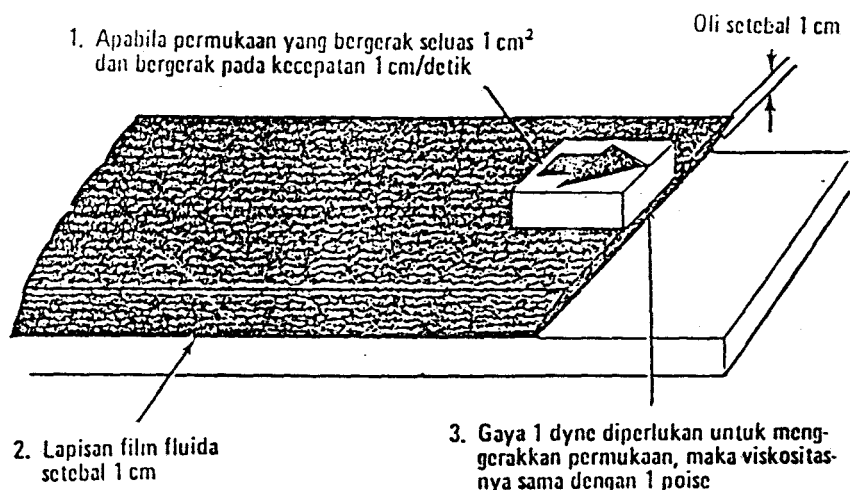
Gambar 2.6 Viskometer Saybolt.

Waktu yang diperlukan untuk mengalir sejumlah fluida tertentu melalui lubang lintasan diukur dengan stopwatch, dan viskositas dalam Saybolt Universal Second (SUS) sama dengan waktu yang berlalu dalam lintasan itu.

Viskositas Engler dan Redwood. Derajat viskositas Engler dinyatakan dalam "derajat Engler" atau derajat E, dengan menggunakan air sebagai standarnya. Waktu yang diperlukan untuk mengalir air sejumlah 200 cm^3 pada suhu 20°C harus mendekati 52 detik. Kemudian viskositas dalam derajat E didapat dengan membagi waktu dalam detik untuk mengalir 200 cm^3 oli dengan waktu yang diperlukan untuk mengalir air 200 cm^3 air pada suhu 20°C .

Standart viskositas yang dipakai Redwood adalah waktu yang diperlukan 50 cm^3 oli untuk mengalir melewati corong yang berdiameter dalam 1,62 mm sepanjang 10 mm. Suhu tes

poise ditentukan sebagai gaya per satuan luas yang diperlukan untuk menggerakkan satu permukaan paralel pada kecepatan satu centimeter perdetik melewati permukaan



Gambar 2.5 Pengukuran viskositas absolut

paralel lainnya dipisahkan oleh lapisan fluida setebal satu centimeter (perhatikan gambar 2.5).

Dalam sistem metrik, gaya dinyatakan dalam dyne, dan luas dalam centimeter kuadrat. Dapatlah dinyatakan dalam cara yang lain, poise adalah perbandingan antara tegangan geser dan angka geser dari fluida

$$\text{Viskositas absolut} = \frac{\text{tegangan geser}}{\text{angka geser}}$$

$$1 \text{ poise} = 1 \frac{\text{Dyne} \cdot \text{detik}}{\text{centimeter kuadrat}}$$

Satuan viskositas absolut yang lebih kecil adalah centipoise, dan 1 poise = 100 centipoise.

Viskositas kinematik. Konsep dasar viskositas kinematik adalah perkembangan dari penggunaan cairan untuk

menghasilkan aliran melalui suatu kapilernya. Koefisien viskositas absolut, apabila dibagi oleh kerapatan fluidanya disebut viskositas kinematik. Dalam sistem metrik satuan viskositas disebut Stoke dan mempunyai satuan centimeter kuadrat per detik. Biasanya didapatkan satuan pembanding yang lebih kecil yaitu centistoke dan besarnya seperseratus stoke.

Apabila dikonversikan antara viskositas absolut dan kinematik didapatkan perbandingan,

$$\text{Viskositas kinematik (Vk)} = \frac{\text{Visksitas absolut}(\mu)}{\text{Kerapatan}(\rho)}$$

Dalam SI dinyatakan,

$$Vk = \frac{\text{dyne} \cdot \text{detik}/\text{cm}^2}{\text{dyne} \cdot \text{detik}^2/\text{cm}^2} = \text{cm}^2/\text{detik}, \text{ dinyatakan sebagai}$$

satuan Stoke.

Satuan SI memberikan skala yang lebih kecil yaitu centistoke.

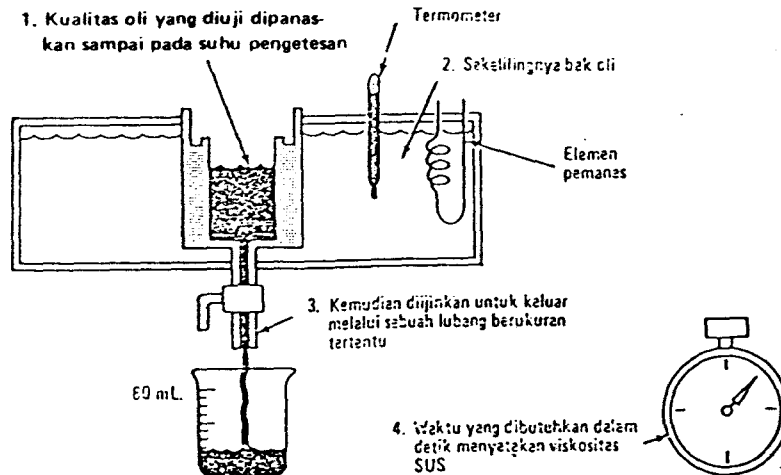
$$Vk = \text{mm}^2/\text{detik}, \text{ disebut centistoke (cSt)}$$

Apabila diturunkan dari harga viskositas absolutnya maka didapatkan

$$\text{centiStoke} = \frac{\text{centipoise}}{\text{kerapatan}}$$

Viskositas SUS. Untuk tujuan praktis, akan memberikan standart viskositas fluida dalam fiskositas relatif. Viskositas relatif ini ditentukan oleh waktu yang diperlukan untuk mengalir sejumlah fluida yang diberikan melalui lubang lintasan standart pada suhu tertentu. Ada beberapa metode dalam penggunaannya, tetapi metode yang paling banyak dan

diakui dunia adalah Viskometer Saybolt. (lihat gambar berikut)



Gambar 2. 6 Viskometer Saybolt.

Waktu yang diperlukan untuk mengalir sejumlah fluida tertentu melalui lubang lintasan diukur dengan stopwatch, dan viskositas dalam Saybolt Universal Second (SUS) sama dengan waktu yang berlalu dalam lintasan itu.

Viskositas Engler dan Redwood. Derajat viskositas Engler dinyatakan dalam "derajat Engler" atau derajat E, dengan menggunakan air sebagai standarnya. Waktu yang diperlukan untuk mengalir air sejumlah 200 cm^3 pada suhu 20°C harus mendekati 52 detik. Kemudian viskositas dalam derajat E didapat dengan membagi waktu dalam detik untuk mengalir 200 cm^3 oli dengan waktu yang diperlukan untuk mengalir 200 cm^3 air pada suhu 20°C .

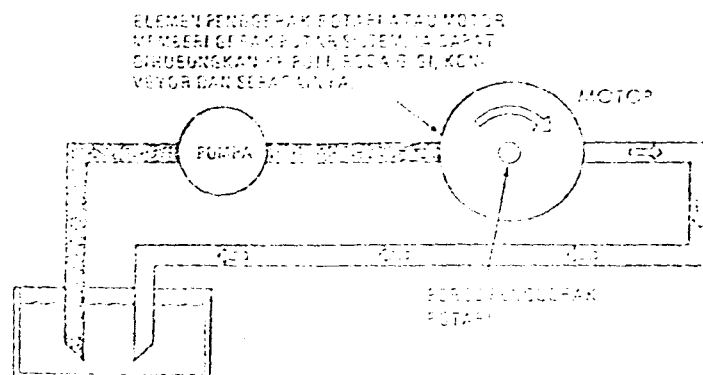
Standart viskositas yang dipakai Redwood adalah waktu yang diperlukan 50 cm^3 oli untuk mengalir melewati corong yang berdiameter dalam 1,62 mm sepanjang 10 mm. Suhu tes

yang biasa adalah 70° , 140° , dan 200°F . Pada standart tes awalnya Laboratorium Redwood mengambil 50 cm^3 oli dan waktu yang diperlukan 535 detik untuk mengalir pada suhu 60°F . Dan akhirnya alat ini dikalibrasikan pada National Physical Laboratory terhadap viskometer standart Redwood. Antara Redwood, Engler dan Saybolt perlu dan dapat dikonversikan ke viskositas kinematik dalam centistoke(cSt).

2.4 PRINSIP DASAR KERJA TRANSMISI TENAGA HIDROLIK

Gambar di bawah menyatakan diagram dasar suatu sistem transmisi tenaga hidrolik.

Minyak ditampung pada sebuah pada sebuah reservoir dan dipompa keluar. Keluar dari pompa minyak tersebut telah mempunyai tekanan tertentu. Fluida bertekanan mendorong torak atau sudu-sudu motor menyebabkan motor berputar.

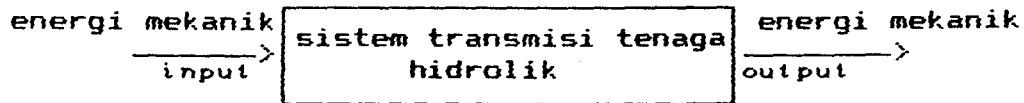


Gambar2.7 Diagram dasar sistem transmisi hidrolik

Keluar motor fluida bertekanan rendah kembali ke reservoir.

Penggerak pompa adalah motor pembangkit daya mekanik misalnya diesel. Motor hidrolik dengan output daya mekanik

menggerakkan beban. Jadi sistem transmisi hidrolik adalah sistem pemindah tenaga (energi) yang inputnya adalah energi mekanik dan outputnya juga energi mekanik.



Komponen dasar dari sistem hidrolik adalah:

- reservoar
- pipa penghantar
- pompa hidrolik
- motor hidrolik.

Reservoar adalah ruangan penyimpan fluida (oil) disebut tangki. Pada prinsipnya reservoar mempunyai sejumlah fungsi penting yang meliputi:

*reservoar menyimpan fluida sehabis dipakai dari sistem hidrolik, dan bekerja sebagai penahan terhadap fluktuasi (gejolak) fluida yang disebabkan oleh pemindahan aliran yang tidak sama pada elemen penggerak.

*reservoar mampu membuang panas yang disebabkan oleh tenaga yang hilang pada elemen pemggerak.

*reservoar menetralisir adanya buih dan gelembung yang ditimbulkan, sehingga buih dan gelembung dapat terpisah dari fluida hidrolik.

*reservoar dapat mengendapkan kotoran-kotoran,

endapan itu berada bagian dibawah reservoar sehingga bebas dari fluidanya.

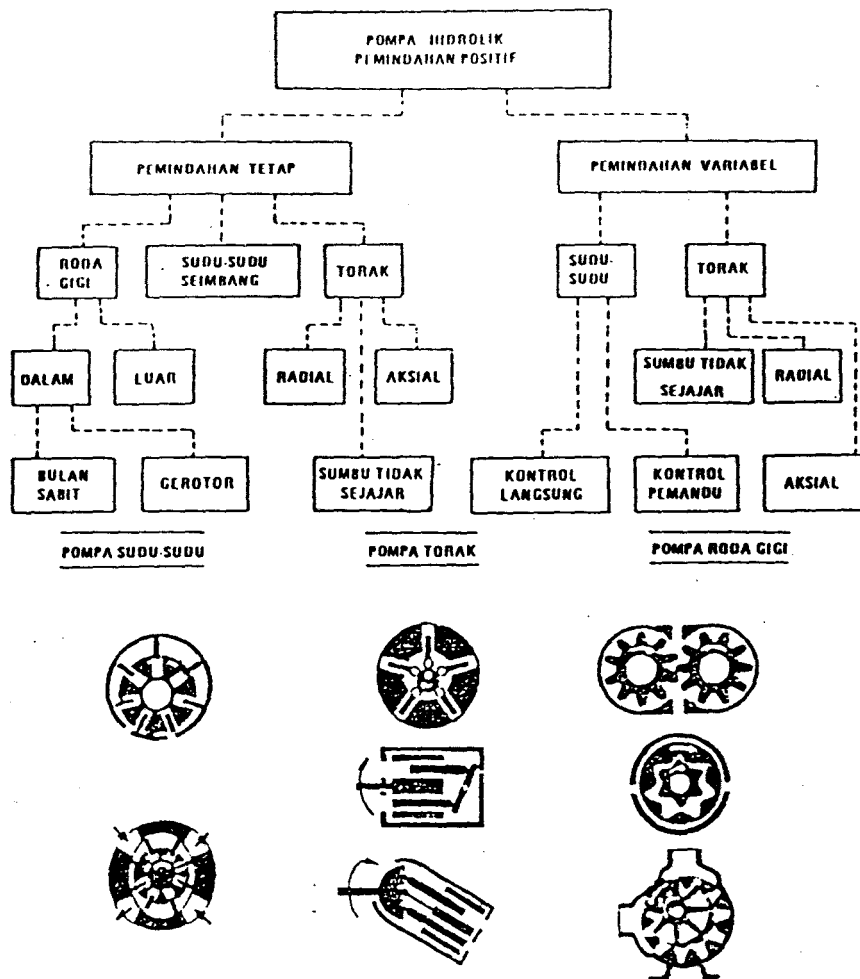
Pipa penghantar aliran. Pipa, selang dan tabung fluida menghubungkan berbagai komponen hidrolik dan menghantar fluida ke seluruh sistem. Saluran konduktor ini harus mampu menahan tekanan sistem maksimum dan kejutan-kejutan yang timbul dalam sistem. Konduktor fluida cair dalam sistem hidrolik harus mempunyai luas penampang yang cukup besar untuk menghantar aliran fluida rata-rata tanpa menimbulkan rugi-rugi kelebihan tekanan.

Pompa hidrolik. Fungsi pompa adalah mengubah energi mekanik menjadi energi hidrolik dengan cara menekan fluida hidrolik ke dalam sistem. Sistem hidrolik menimbulkan tekanan tinggi, hal ini dibutuhkan pompa pemindah positif. Kerja pompa pemindah positif adalah dengan cara merubah-ubah volume ruang dalam pompa. Fluida cair tersedot karena ruang yang dihubungkan saluran masuk membesar. Kemudian volume fluida tertutup dari saluran masuk dan terhubung dengan saluran keluar, dengan perubahan volume ruang mengecil, fluida terdorong keluar.

Beberapa cara pengubahan volume ruang dari gerak rotasi poros pompa yaitu: roda gigi; sudu-sudu ;dan torak. Cara ini menghasilkan tipe-tipe pompa, yang tiap tipe mempunyai spesifikasi tertentu seperti yang terlihat di halaman berikut.

Motor hidrolik. Motor hidrolik atau disebut elemen penggerak rotari mengubah energi hidrolik ke dalam torsi dan putaran.

Motor hidrolik mirip menyerupai pompa hidrolik dalam hal konstruksinya. Dan sebenarnya beberapa pompa hidrolik dapat juga digunakan sebagai motor. Sebagai pengganti fluida yang mendorong ke dalam sistem sebagaimana yang dilakukan pompa, untuk motor adalah didorong oleh fluida melewati bagian yang menimbulkan torsi dan meneruskan gerakan putar (rotasi). Spesifikasi dan cara kerja tiap-tiap motor hidrolik tidak jauh berbeda dengan pompa hidrolik.



Prinsip kerja pompa	Tekanan maks (bar)		Kecepatan (n)		Q maks (l/menit)	Efisiensi total (%)	Filtrasi min	Tingkat kebersihan
	dari	sampai	min	maks				
Roda gigi	40	100	500	3000	300	50-80	100	
Roda gigi dalam (gerotor)	50	70	500	2000	100	60-80	100	
Roda gigi dalam (crescent)	150	300	500	2000	50	70-90	50	
Sudu-sudu	50	100	500	3000	100	65-80	50	
Sudu-sudu tetap	100	140	500	2000	100	70-85	50	
Sudu-sudu tak tetap	40	100	1000	2000	200	70-80	50	
Torak aksial, gandar	200	250	200	2000	3000	80-90	25	
Torak aksial, tak sejajar	250	350	200	2000	500	80-90	25	
Torak radial	350	650	200	2000	100	80-90	50	

Gambar 2.8 Pembagian tipe pompa dan spesifikasi pompa / motor

BAB III

DASAR-DASAR RANCANGAN SISTEM TRANSMISI HIDROLIK

POWER TAKE-OFF

Dalam perancangan suatu sistem, adalah paling utama untuk menetapkan atau mengetahui karakteristik output dan input sistem, supaya sistem/alat yang dirancang sesuai tujuan. Dan juga penting untuk mengetahui atau memperkirakan ketidaksempurnaan sistem yang berupa kehilangan energi (energi menjadi bentuk yang tidak berguna).

Dengan mengetahui karakter input dari sistem, sebagai pedoman untuk merancang sistem kontrol supaya didapatkan output sistem sesuai karakter yang diharapkan. Alat kontrol berupa kontrol otomatis karena sistem beroperasi kontinyu dan harus handal.

3.1 KARAKTERISTIK OUTPUT SISTEM TRANSMISI HIDROLIK PTO

Sebagai output dari sistem transmisi tenaga PTO adalah generator. Generator yang digunakan di kapal adalah generator AC yang disebut juga alternator. Generator sebagai sumber tenaga listrik di kapal menyuplai kebutuhan tenaga listrik untuk motor-motor pompa, peralatan sistem kendali, blower dan sistem penerangan.

Generator adalah mesin konversi energi elektromekanik. Konversi energi baik dari energi listrik menjadi energi mekanik (motor) maupun sebaliknya dari energi mekanik menjadi energi listrik (generator) berlangsung melalui medium magnet. Efek konversi energi elektromekanik

pada generator dirumuskan oleh Hukum Faraday, dimana bila sebuah konduktor digerakkan tegak lurus menentang suatu medan magnet. Bila konduktor dihubungkan dengan beban (tahanan) maka pada konduktor akan mengalir arus listrik.

Perubahan fluks relatif terhadap konduktor karena gerakan mekanik menyebabkan perubahan energi elektromekanik dimana arus listrik mengalir konduktor.

Energi listrik yang dihasilkan ditulis,

$$d\Phi = B l ds^1$$

diketahui,

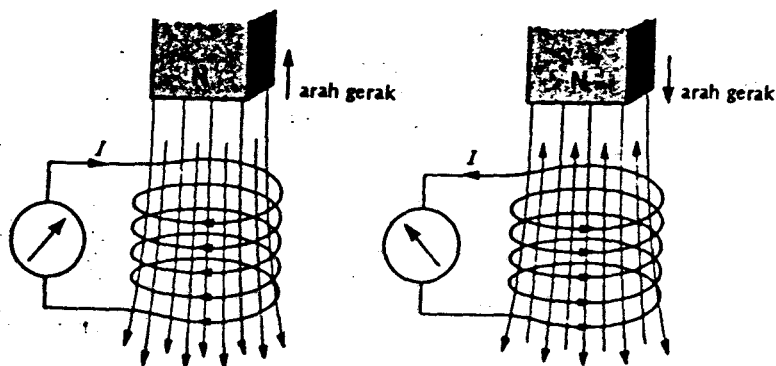
$$e = d\Phi / dt \quad \text{dan} \quad v = ds / dt$$

dimana e = gaya gerak listrik

v = kecepatan

maka,

$$e = B l v$$

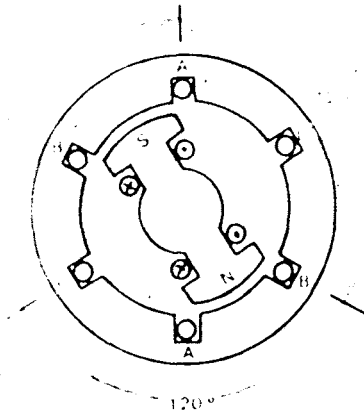


Gambar 3.1 Konversi energi elektromekanik

Untuk membangkitkan perubahan fluks relatif terhadap konduktor dari gerakan mekanis dibuat suatu konstruksi

¹ Zuhail, Teknik Tenaga Listrik, hal.

seperti gambar 3.2



Gambar 3.2 Konstruksi generator AC

Rotor berfungsi membuat medan magnetik, terdiri dari konduktor (kumparan medan) dan inti besi. Agar menghasilkan medan magnet, kumparan medan dialiri arus DC dengan bantuan slip ring dan komutator. Inti besi guna memaksimumkan gandengan dan memperbesar kerapatan tenaga magnetik. Inti besi biasanya dibuat berlapis-lapis untuk memperkecil rugi-rugi arus induksi karena perubahan fluks.

Kerapatan medan magnet yang dihasilkan rotor berbanding lurus dengan besar arus listrik DC yang mengalir. Semakin besar arus DC, semakin besar kerapatan medan magnet yang dihasilkan rotor.

Gerakan rotasi rotor menyebabkan terjadinya perubahan fluks terhadap konduktor pada stator. Stator terdiri dari konduktor yang dihubungkan ke beban (tahanan) dan inti besi. Karena perubahan fluks pada konduktor stator dan konduktor membentuk rangkaian tertutup (dihubungkan beban) terjadi arus listrik pada konduktor.

Kaitan antara energi mekanik dan listrik digambarkan dengan persamaan sebagai berikut:

$$T_c = k_m \times \Phi \times I^2$$

T_c adalah torsi yang diperlukan untuk berputar generator.

Φ adalah fluks magnetik

I adalah arus listrik yang terbangkit distator.

k_m adalah faktor koefisien dari bahan dan desain generator berupa bilangan tetap.

Pada tegangan konstan, besar kecilnya beban listrik tergantung pada arus listrik karena,

$$P = V \times I \quad \text{dimana,}$$

P = daya listrik

V = Tegangan listrik

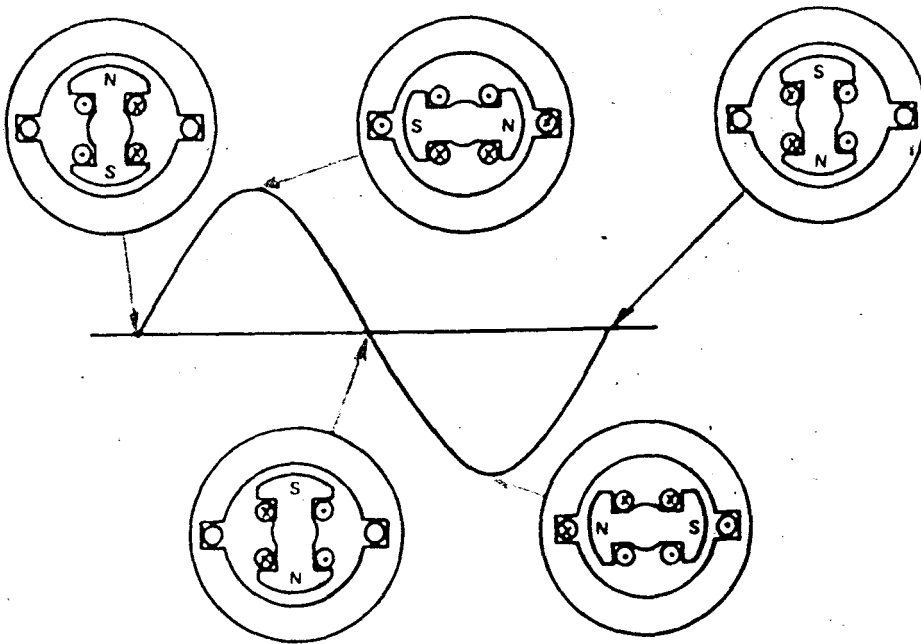
I = arus listrik

Akibatnya semakin besar beban listrik dibutuhkan torsi untuk memutar konstan generator semakin besar. Di kapal beban listrik tidaklah konstan, untuk itu torsi yang diperlukan generator juga tidak konstan. Torsi maksimum adalah torsi pada kemampuan maksimum generator menghasilkan listrik.

Pada beberapa alinea di atas dijelaskan bahwa gaya gerak listrik tergantung besar kerapatan medan magnet. Arus listrik mengalir tegak lurus terhadap arah medan magnet mengikuti kaidah elektromagnetik. Tegangan terbesar terjadi pada kutub medan magnet pada rotor paling dekat dengan konduktor stator. Karena pada posisi ini kerapatan medan

² Kaiser, Electrical Power..., hal.

magnet paling besar. Tegangan nol terjadi pada kutub magnet rotor pada posisi paling jauh dari konduktor stator. Karena gerakan rotor berputar, perubahan fluks magnetik membentuk gelombang sinusiada yang akibatnya tegangan yang terbangkit juga berbentuk sinusiada (lihat gambar!).



Gambar 3.3 Tegangan yang terbangkit dari putaran rotor

Frekuensi tegangan dan arus harus konstan 50 Hz atau 60 Hz. Kapal di Indonesia memakai standar frekuensi 50 Hz. Jadi apabila generator dengan rotor satu pole-pole adalah banyaknya pasangan kutub magnet pada rotor- harus berputar 50 kali tiap satu detik untuk menghasilkan frekuensi tegangan 50 Hz. Kaitannya dengan putaran ditunjukkan dengan persamaan ini,

$$n = \frac{120 f}{p}$$

n = putaran rotor(rpm)

f = frekuensi (Hz)

p = jumlah pole

Jadi untuk memperoleh frekuensi yang konstan, putaran generator harus konstan.

Disimpulkan daya mekanis sebagai input generator dan output dari sistem transmisi tenaga adalah:

1. torsi tidak konstan, perubahan mengikuti beban listrik.
2. putaran konstan meski beban brrubah-ubah.

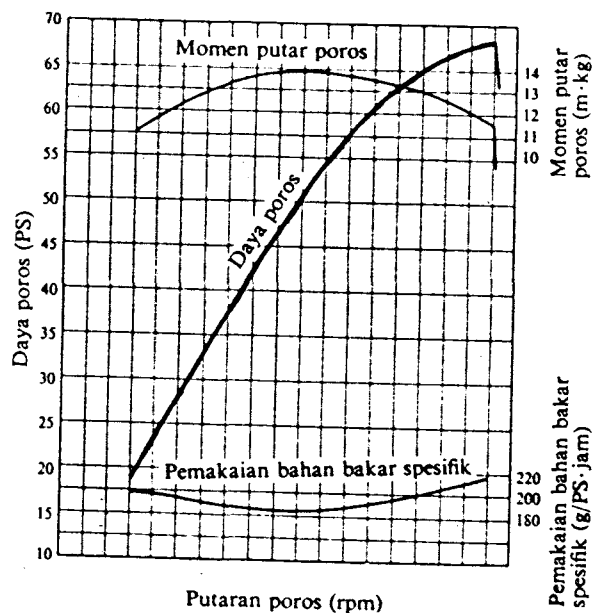
3.2 KARAKTERISTIK INPUT SISTEM TRANSMISI TENAGA PTO

Motor diesel sebagai penggerak pompa dalam transmisi hidrolik PTO adalah motor utama kapal. Sebagai fungsi utama penggerak baling-baling propulsor dalam melakukan manuver, putaran motor berubah-ubah. Tipe baling-baling yang dipasang pada KMF.Pottre Koneng dan kapal yang sejenis adalah tipe Fixed Pitch Propeller. Motor utama 2 set, tiap motor dihubungkan satu baling-baling depan dan satu baling-baling belakang melalui reduction gear dan kopling. Pada gerak kapal maju baling-baling depan dilepas melalui kopling. Pada gerak mundur baling-baling belakang yang dilepas. Untuk meningkatkan daya dorong baling-baling, putaran baling-baling (putaran motor) ditambah. Demikian sebaliknya bila ingin mengurangi daya dorong. Untuk berbelok selain

³ Kaiser, Electrical Power, hal. 170

dengan rudder, putaran salah satu baling-baling dikurangi atau ditambah. Arah belokan mengikuti sisi baling-baling yang berputar lebih lambat.

Karakteristik yang umum motor diesel terlihat dalam gambar berikut ini.



Gambar 3.4 Karakteristik mesin diesel

Garis tebal adalah batas daya maksimum tiap-tiap putaran. Motor diesel dioperasikan di bawah garis ini.

Meningkatkan daya dalam putaran tetap dilakukan dengan menambah torsi. Penambahan torsi adalah dengan meningkatkan MEP (Mean Efektif Pressure = tekanan efektif rata-rata piston) yang berarti menambah jumlah bahan bakar ke ruang bakar.

Pada beban tetap penambahan jumlah bahan bakar mengakibatkan menaiknya putaran dengan torsi sedikit naik.

Putaran operasi dibatasi oleh putaran maksimum sekitar 110% dari putaran kontinu dan putaran idle sekitar 30% putaran kontinu. Pada waktu kapal berlayar, putaran kontinu yang sering dipakai. Pada waktu bongkar muat, motor tetap hidup pada putaran idle dengan baling-baling dilepas melalui kopling.

Pompa hidrolik sebagai komponen dari sistem transmisi tenaga yang berhubungan langsung dengan input sistem, dikopel langsung dengan poros motor utama, sehingga putaran pompa mengikuti putaran motor utama.

3.3 KARAKTERISTIK SISTEM TRANSMISI HIDROLIK PTO

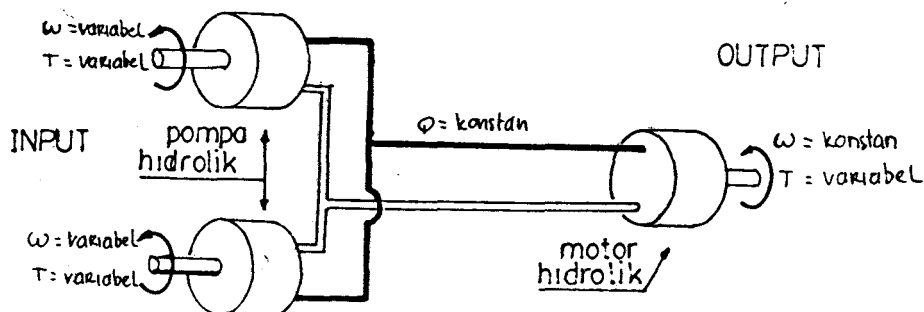
Dari penjelasan di atas karakter rancangan sistem hidrolik PTO adalah:

output:-putaran konstan

-torsii variabel,

input :-putaran variabel

-torsii variabel mengikuti beban output.

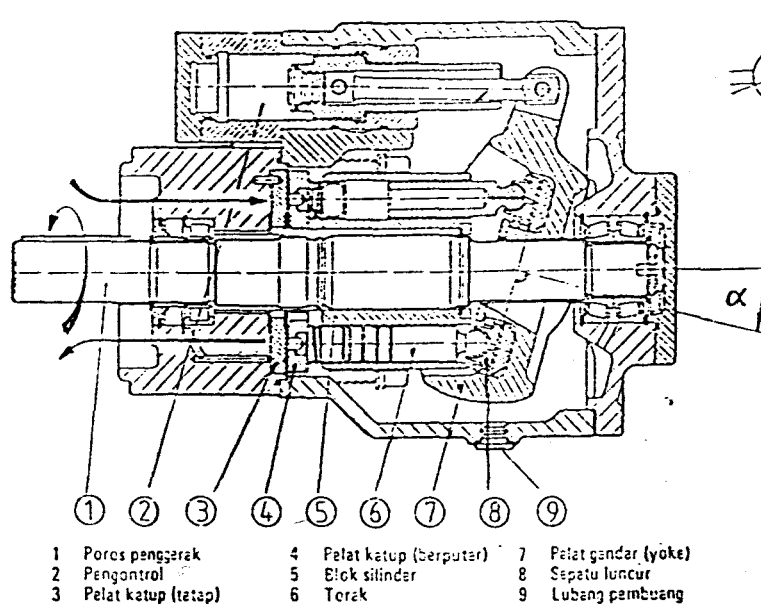


Gambar 3.5 Ilustrasi karakter sistem transmisi hidrolik PTO

Dalam sistem hidrolik putaran analog dengan debit dan torsi analog dengan tekanan. Membuat putaran konstan dengan

jalan membuat debit fluida yang masuk ke motor hidrolik konstan. Bagaimana membuat debit yang konstan dari putaran pompa hidrolik yang tidak konstan, suatu alternatif sebagai berikut:

Pompa tipe torak aksial dengan gandar seperti terlihat dalam gambar berikut.



Gambar 3.6 Pompa torak aksial dengan gandar

Torak sejajar sumbu poros dan plat gandar posisi miring terhadap garis vertikal. Gerak rotasi poros menyebabkan gerak tranlasi maju-mundur piston mendorong dan menyedot fluida. Kemiringan gandar menentukan panjang langkah piston. Semakin besar kemiringan gandar semakin panjang langkah piston. Panjang langkah nol bila gandar tegak lurus sumbu poros. Perubahan panjang langkah piston merubah volume displacement pompa.

Pada putaran meningkat, volume displacement harus diperkecil dengan memperpendek panjang langkah piston yaitu

dengan mengurangi sudut kemiringan gandar supaya debit konstan. Demikian sebaliknya bila putaran turun. Kaitan ini digambarkan dalam persamaan,

$$Q = \omega \times Dp^4, \quad Q = \text{debit fluida}$$

ω = putaran poros pompa

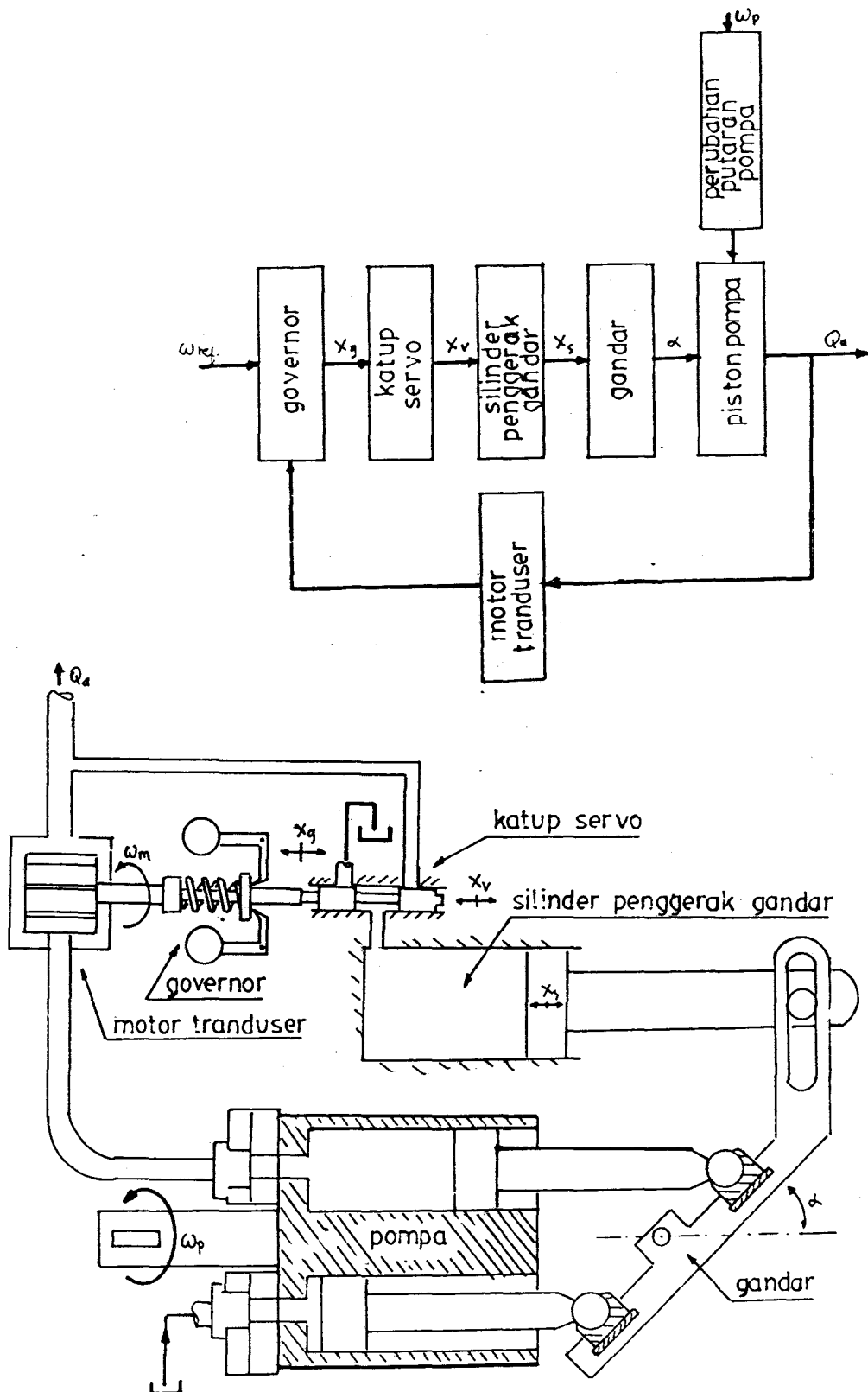
Dp = volume displacement

Suatu rancangan kontrol otomatis untuk mengatur kemiringan gandar sebagai berikut:

Error detection berupa hidraulic motor-transducer tipe motor sudu-sudu memonitor debit fluida keluaran pompa. Debit yang meningkat terdeteksi dengan meningkatnya putaran motor transducer. Debit turun terdeteksi dengan turunnya putaran motor transducer. Motor transducer memutar governor, governor menggerakkan katup servo. Katup servo mengarahkan fluida masuk atau keluar dari silinder piston penggerak gandar. Fluida masuk silinder, menekan piston mendorong gandar memperkecil sudutnya. Fluida keluar silinder mengakibatkan piston terdorong oleh gandar memperbesar sudutnya.

Ketika putaran pompa turun debit fluida keluaran turun, terdeteksi dengan turunnya putaran motor transducer dari putaran referensinya. Putaran motor transducer turun, sehingga putaran governor turun, spindel governor menggeser katup servo mengalirkan fluida tekanan tinggi masuk silinder. Akibatnya piston mendorong gandar

⁴ Mc Cloy, Fluid Power: analysis & design, hal. 67



Gambar 3.7 Diagram sistem dan alat kontrol pompa hidrolik

memperbesar sudut miringnya membuat volume displacement lebih besar sehingga debit meningkat. Debit keluaran yang meningkat mempercepat putaran motor transducer dan governor menuju putaran referensi menggerakkan katup servo menutup.

Ketika putaran pompa naik debit keluaran pompa naik, terdeteksi dengan naiknya putaran motor transducer dan governor. Putaran governor naik, menggerakkan katup servo membuka lubang keluaran. Akibatnya tekanan dalam silinder turun piston terdorong gandar, gandar memperkecil sudut miringnya. Gandar memperkecil sudut miringnya membuat volume displacement memperkecil sehingga debit turun. Debit turun, putaran motor transducer dan governor turun menggerakkan katup servo menutup lagi.

BAB IV
RANCANGAN SISTEM TRANSMISI HIDROLIK
POWER TAKE-OFF KMF.POTTRE KONENG

4.1 PEMILIHAN FLUIDA HIDROLIK

Pemilihan fluida hidrolik didasarkan pertimbangan dari fungsi fluida hidrolik dalam sistem transmisi hidrolik.

Viskositas yang optimum untuk sistem ini paling utama yang harus diperhatikan karena viskositas yang terlalu rendah akan mengakibatkan hal-hal sebagai berikut:

- kerugian-kerugian kebocoran dalam berlebihan
- aus berlebihan oleh karena pelumasan tidak mencukupi pada pompa dan motor
- menurunkan efisiensi pompa dan motor
- suhu oli naik atau bertambah karena kerugian-kerugian kebocoran bagian dalam.

Tetapi nilai viskositas oli terlalu tinggi hal ini akan mengakibatkan sebagai berikut:

- karena hambatan untuk mengalir besar, menyebabkan seretnya gerakan elemen penggerak dan kavitasi pompa
- pemakaian tenaga bertambah, karena kerugian gesekan
- penurunan tekanan bertambah melalui saluran.

Dari literatur viskositas yang dianjurkan untuk sistem transmisi hidrolik 150 SUS pada 100° F. Dan ini dipilih untuk sistem transmisi hidrolik PTO. Viskositas ini dengan standart ISO adalah ISO VG 32.

Ada beberapa jenis bahan oli hidrolik yang

sifat-sifatnya berbeda-beda seperti tabel di bawah ini.

	JENIS FLUIDA				
	Oli mineral	Glycol-air	Ester phosphat	Oli dalam air	Oli sintetis
Tahan api	K	SB	B	C	C
Viskositas	B	SB	C	B	C - B
Kesesuaian penyekat	B	SB	C	B	C
Kualitas pelumasan	SB	C - B	SB	C - B	SB
Batas suhu (°C) di atas ideal	65	50	65	50	65
Perb. harga relatif terhadap oli	1	4	8	1,5	4

Ket: SB = sangat baik;
 B = baik
 C = cukup
 K = kurang cocok

Tabel 4.1 Sifat oli hidrolis

Dipilih bahan oli glycol-air (water-glycol) dengan sifat yang sesuai untuk kondisi di kapal.

4.2 PERENCANAAN MOTOR HIDROLIS

Daya yang dibutuhkan untuk meggerakkan generator pada KMF. Pottre Koneng 80 Hp dengan putaran 1500 rpm.

Diketahui 1 Hp = 746 watt maka,

80 Hp = 746 x 80 = 59680 watt.

Daya (P) adalah,

$$P = \frac{2 \pi n T_a}{60}$$

P = daya (watt)

n = putaran (rpm)

T_a = torsi aktual(N.m)

Maka torsi motor adalah,

$$T_a = \frac{60 P}{2 \pi n}$$

$$= \frac{60 \times 59680}{2 \times \pi \times 1500}$$

$$= 379,9 \text{ N.m}$$

Direncanakan motor tipe torak aksial dengan gandar seperti gambar 4.1.

Perhitungan perencanaan motor hidrolik adalah kebalikan dari hitungan pompa hidrolik¹.

Perlu lebih dulu ditetapkan ukuran-ukuran awal desain,

- jumlah piston = 7
- sudut kemiringan plat gandar = 25°
- pitch diameter = 0,1 m = 10 cm
- tekanan aktual = 200 bar = 200×10^5

Efisiensi mekanik biasanya 95%. Perlu diperkirakan dulu efisiensi mekanik (η_m) = 95%.

Efisiensi mekanik (η_m) adalah,

$$\eta_m = \frac{\text{Torsi aktual } (T_a)}{\text{Torsi teoritis } (T_t)}$$

Torsi teoritis adalah torsi dari hitungan tekanan dan ukuran torak. Torsi teoritisnya sebesar,

$$\begin{aligned} T_t &= \frac{T_a}{\eta_m} \\ &= \frac{379,9}{95\%} \\ &= 422,1 \text{ N.m} \end{aligned}$$

Volume displacement dapat kita hitung dari tekanan torsi.

¹ Seluruh perhitungan dari
Mc Cloy, Control of Fluid Power: Analysis & design

$$T_t = p_s \cdot D_p \quad \text{dan,}$$

D_p = volume displacement

p_s = tekanan fluida motor

$$\begin{aligned} D_p &= \frac{T_t}{p_s} \\ &= \frac{422,1}{200 \times 10^5} \\ &= 2,11 \times 10^{-5} \text{ m}^3 \end{aligned}$$

Diameter piston dihitung dari,

$$D_p = \frac{N (\pi d^2 / 4) D \tan \alpha}{2 \pi}$$

atau

$$D_p = 0,125 d^2 D N \tan \alpha$$

Maka diameter piston,

$$\begin{aligned} d &= \sqrt{\frac{D_p}{0,125 D N \tan \alpha}} \\ &= \sqrt{\frac{2,11 \times 10^{-5}}{0,125 \times 0,1 \times 7 \times \tan \alpha}} \\ &= 0,0227 \text{ m} = 2,27 \text{ cm} \end{aligned}$$

Jumlah aliran (debit) yang diperlukan dihitung dari kecepatan putar motor.

$$\begin{aligned} Q_t &= \omega D_p & Q_t &= \text{debit teoritis} \\ \omega &= \text{kecepatan angular} \\ & \text{rad/det} \end{aligned}$$

Rpm motor (n) adalah 1500 rpm maka,

$$\begin{aligned} \omega &= \frac{2 \pi n}{60} \\ &= 157 \text{ rad/det} \end{aligned}$$

dan debit teoritisnya,

$$\begin{aligned} Q_t &= 157 \times 2,11 \times 10^{-5} \\ &= 3,3 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{det} \end{aligned}$$

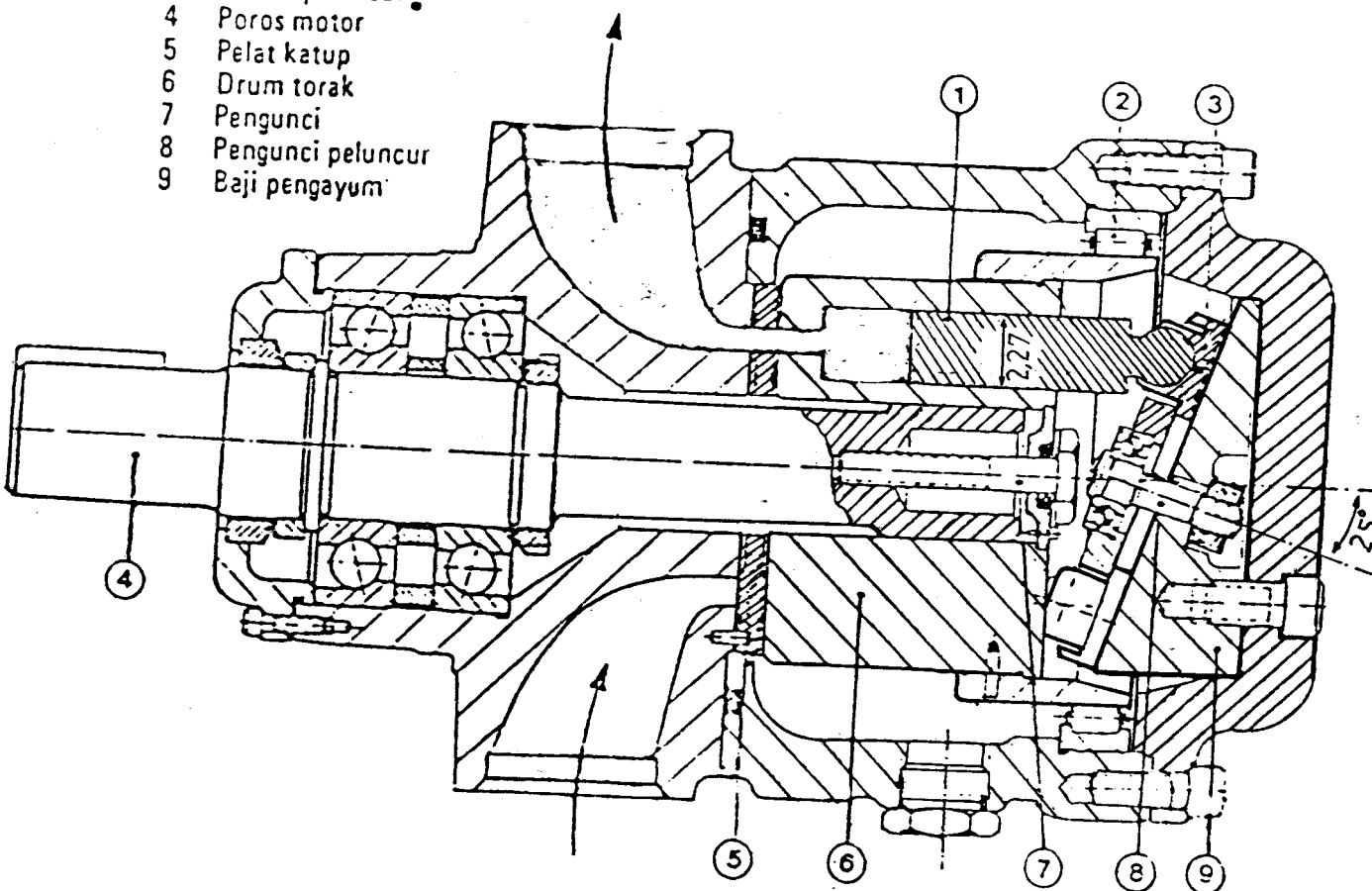
Debit aktualnya dihitung dari efisiensi volumetris (η_v) yang biasanya sebesar 98%. Perlu diperkirakan dulu efisiensi volumetris 98%.

$$\begin{aligned} \eta_v &= \frac{\text{debit teoritis } (Q_t)}{\text{debit aktual } (Q_a)} \\ Q_a &= \frac{Q_t}{\eta_v} \\ &= \frac{3,3 \times 10^{-3}}{98\%} \\ &= 3,6 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{det} \end{aligned}$$

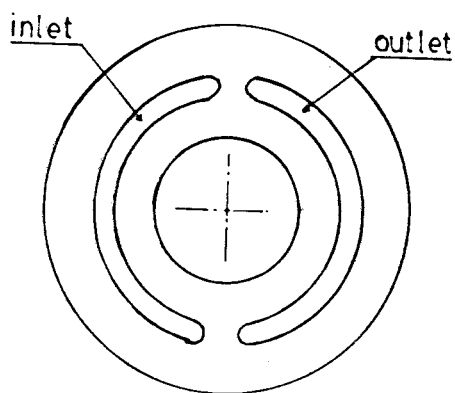
Maka didapat ukuran-ukuran utama sebagai berikut:

Daya	= 80 Hp
Putaran	= 1500 rpm
Tekanan	= 200 bar
Debit	= $3,6 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{det}$
Pitch diameter	= 10 cm
Diameter piston	= 2,27 cm
Jumlah piston	= 7
Sudut gandar	= 25°

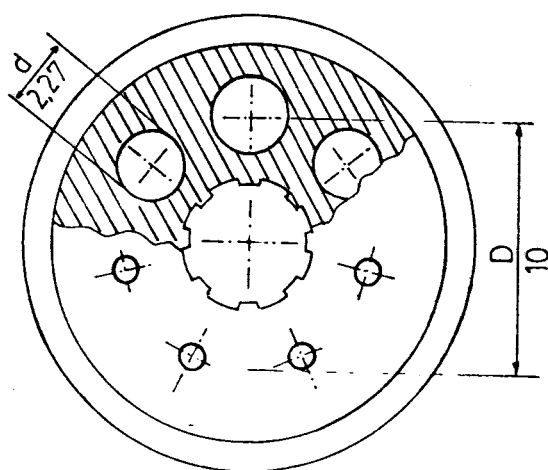
- 1 Torak
- 2 Bantalan torak
- 3 Cincin peluncur
- 4 Poros motor
- 5 Pelat katup
- 6 Drum torak
- 7 Pengunci
- 8 Pengunci peluncur
- 9 Baji pengayum



DETAIL 5



DETAIL 6



Gambar 4.1 Bagian dan Ukuran utama rancangan motor

4.3 PERENCANAAN POMPA HIDROLIK

Pompa hidrolik yang direncanakan² dua set, tipe torak aksial dengan gandar. Alat kontrol terdiri dari motor transduser, governor, katup servo, dan silinder penggerak gandar dibuat satu unit dengan pompa. Bagian-bagian pompa hidrolik dan penamaan ukuran utama seperti pada motor hidrolik (gambar 4.2).

4.3.1 Perencanaan Pompa Aksial Gandar

Data utama untuk perancangan pompa hidrolik ini dari data motor hidrolik yaitu:

- tekanan = 200 bar
- debit = $3,6 \times 10^{-3} \text{ m}^3$.

Perlu lebih dulu ditetapkan ukuran-ukuran awal desain,

- jumlah piston = 7
- sudut kemiringan maksimum plat gandar = 25°
- pitch diameter = 0,11 m = 11 cm

Aliran (debit) dibagi dua karena motor disuplai dengan dua pompa. Debit pompa,

$$\begin{aligned} Q_a &= \frac{Q_{\text{motor}}}{2} \\ &= \frac{3,6 \times 10^{-3}}{2} \\ &= 1,83 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \end{aligned}$$

Debit ini debit aktual pompa hidrolik dan ukuran utama dihitung dari debit teoritisnya. Debit teoritis diperoleh

² Perhitungan pompa dari Mc cloy, Fluid Power: Analysis & Design

dari efisiensi volumetris (η_v) yang biasanya 98%, ditetapkan dulu 98%.

$$\begin{aligned} Q_t &= \frac{Q_a}{\eta_v} \\ &= \frac{1,83 \times 10^{-3}}{89\%} \\ &= 2,07 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \end{aligned}$$

Displacement dihitung dari putaran terendah dari pompa karena pada putaran ini panjang langkah piston maksimum. Putaran minimum pompa 702 rpm diperoleh dari menaikkan putaran poros (pada putaran idle) dengan rantai gigi dan sproket 1,3 kali. Maka putarannya dalam radian/det,

$$\begin{aligned} \omega &= \frac{2 \pi n}{60} \\ &= \frac{2 \pi 702}{60} \\ &= 73,5 \text{ rad/det} \end{aligned}$$

Volume displacementnya,

$$\begin{aligned} D_p &= \frac{Q_t}{\omega} \\ &= \frac{2,07 \times 10^{-3}}{73,5} \\ &= 2,8 \times 10^{-5} \text{ m}^3 \end{aligned}$$

Diameter piston dari persamaan,

$$D_p = 0,125 d^2 D N \text{ tg } \alpha$$

Maka diameter piston,

$$d = \sqrt{\frac{D_p}{0,125 D N \text{ tg } \alpha}}$$

$$= \sqrt{\frac{2,8 \times 10^{-5}}{0,125 \times 0,11 \times 7 \times \tan \alpha}}$$

$$= 0,025 \text{ m} = 2,5 \text{ cm}$$

Didapatkan ukuran utama pompa hidrolik sebagai berikut:

Putaran min. = 702 rpm

Debit = $1,83 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{det}$

Pitch diameter = 11 cm

Diameter piston = 2,5 cm

Jumlah piston = 7

Sudut gandar mak. = 25°

4.3.2 Perencanaan Silinder Penggerak Gandar

Tekanan fluida di pompa lebih besar dari pada di motor karena terdapat penurunan tekanan di saluran. Perlu ditetapkan dulu tekanan yang hilang di saluran 20%. Angka ini terus dipakai untuk perhitungan tekanan pompa, bila nanti dalam perhitungan efisiensi sistem ternyata tekanan yang hilang lebih besar dari angka ini maka ini perlu dikoreksi lagi.

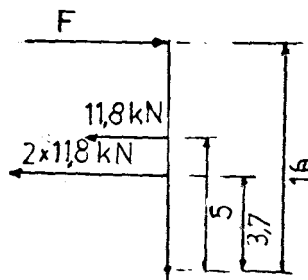
Maka tekanan pada pompa,

$$\begin{aligned} P &= P_{\text{motor}} \times 120\% \\ &= 200 \times 120\% \\ &= 240 \text{ bar} = 240 \times 10^5 \text{ N/m}^2 \end{aligned}$$

Gaya pada tiap piston pompa,

$$\begin{aligned} F &= P \frac{\pi d^2}{4} \\ &= 240 \times 10^5 \frac{\pi (0,025)^2}{4} \\ &= 11,8 \text{ kN} \end{aligned}$$

Distribusi gaya pada gandar seperti pada gambar di bawah.



Gaya pada silinder tekanan rendah diabaikan, dengan memberi angka keamanan setelah perhitungan.

$$F \times 16 = 11,8 \times 5 + 2(11,8 \times 3,7)$$

$$F = 9,15 \text{ kN}$$

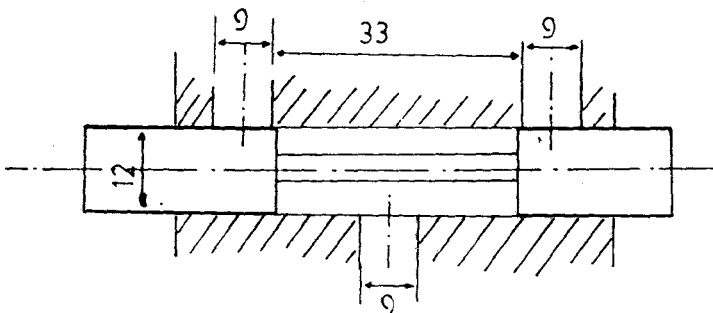
Diameter silinder penggerak gandar,

$$\begin{aligned}
 A &= \frac{F}{p} \\
 &= \frac{9,15}{240 \times 10^5} \\
 &= 3,8 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \\
 d &= \sqrt{\frac{4 \times A}{\pi}} \\
 &= \sqrt{\frac{4 \times 3,8 \times 10^{-4}}{\pi}} \\
 &= 0,022 \text{ m}
 \end{aligned}$$

dengan faktor keamanan 1,8 dibuat diameter silinder 0,04 m atau 4 cm.

4.3.3 Perencanaan Servo valve

Penurunan tekanan melalui celah katup bisa diabaikan karena aliran fluida kecepatan rendah. Selanjutnya ukuran katup seperti dalam gambar di bawah ini.



ukr. d/m, mm

Gambar 4.3 Ukuran servo valve

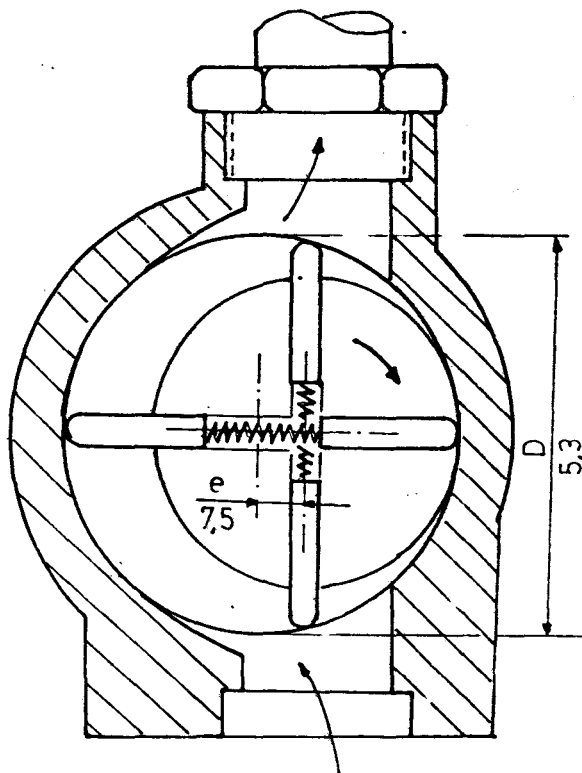
4.3.4 Perencanaan Motor Transduser

Motor transduser direncanakan tipe sudu-sudu seperti gambar di bawah.³

- Tebal sudu (b) 3 cm.
- Diameter stator (D) 5,3 cm
- Eksentrik rotor (e) 0,73 cm

Volume displacementnya,

$$\begin{aligned} D_p &= b \times D \times e \\ &= 3 \times 5,3 \times 0,73 \times 10^{-6} \\ &= 12 \times 10^{-6} \text{ m}^3 \end{aligned}$$



Gambar 4.4 Motor transduser tipe sudu-sudu

³ Perhitungan dari Mc. Cloy, Control of Fluid Power: Analysis & Design

Kecepatan rotor diperoleh dari,

$$\begin{aligned}\omega &= \frac{Qa}{Dp} \\ &= \frac{2,07 \times 10^{-3}}{12 \times 10^{-6}} \\ &= 150 \text{ rad/det}\end{aligned}$$

4.3.5 Perencanaan Governor

Ketika putaran governor pada putaran referen 150 rad/det. Debit fluida diperkenankan naik dan turun 5% dari debit referen maka putaran minimum governor 5% dibawah putaran referen dan putaran maksimum 5% diatas putaran referen.

-Putaran minimum (ω_1) = $150 \times 95\% = 142,5 \text{ rad/det}$.

-Putaran maksimum (ω_2) = $150 \times 105\% = 157,5 \text{ rad/det}$

Tipe gavernor seperti di balik ini.

Berat ball (W) 0,2 kg.

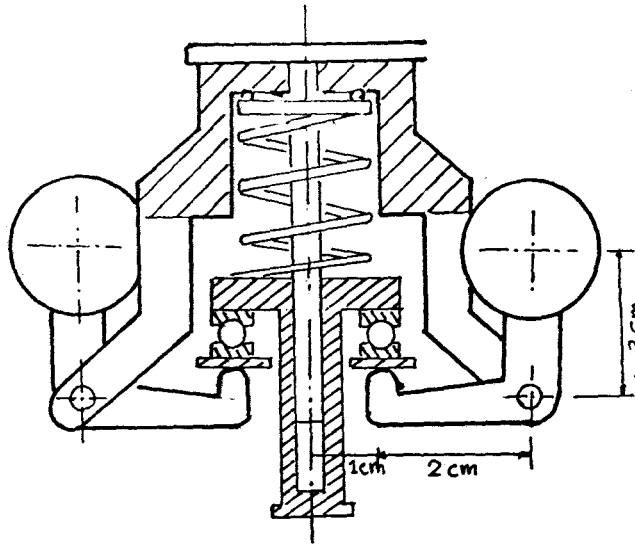
Gaya sentrifugal pada putaran minimum,

$$\begin{aligned}Fr_1 &= \frac{W}{g} \omega_1^2 r \\ &= \frac{0,2}{9,8} \times 142,5^2 \times 2,1 \times 10^{-2} \\ &= 8,64 \text{ kg}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}Fr_2 &= \frac{W}{g} \omega_2^2 r \\ &= \frac{0,2}{9,8} \times 157,5^2 \times 3,9 \times 10^{-2} \\ &= 19,6 \text{ kg}\end{aligned}$$

Gaya pada pegas, putaran minimum,

$$\begin{aligned}Fp &= 2 \times Fr_1 \times \frac{2}{2} \\ &= 17,3 \text{ kg}\end{aligned}$$



Gambar 4.5 Rencana governor

Gaya pada pegas, putaran maksimum,

$$F_{pz} = 2 \times F_{rz} \times \frac{2}{2}$$

$$= 39,2 \text{ kg}$$

Maka kekakuan pegas,

$$k = \frac{F_{pz} - F_{pa}}{2 \times \delta}$$

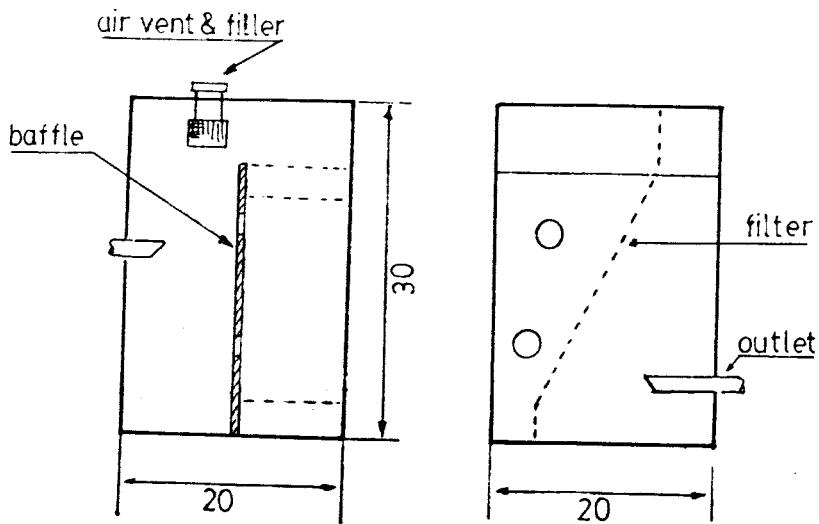
$$= \frac{39,2 - 17,3}{2 \times 0,9}$$

$$= 12,2 \text{ kg/cm}$$

4.4 PERENCANAAN RESERVOAR

Kapasitas reservoir yang dianjurkan 3 - 5 kali debit motor hidrolik. Reservoir dibuat berbentuk kotak dengan ukuran 30 x 20 x 20 cm. Kapasitasnya $12 \times 10^{-3} \text{ m}^3$.

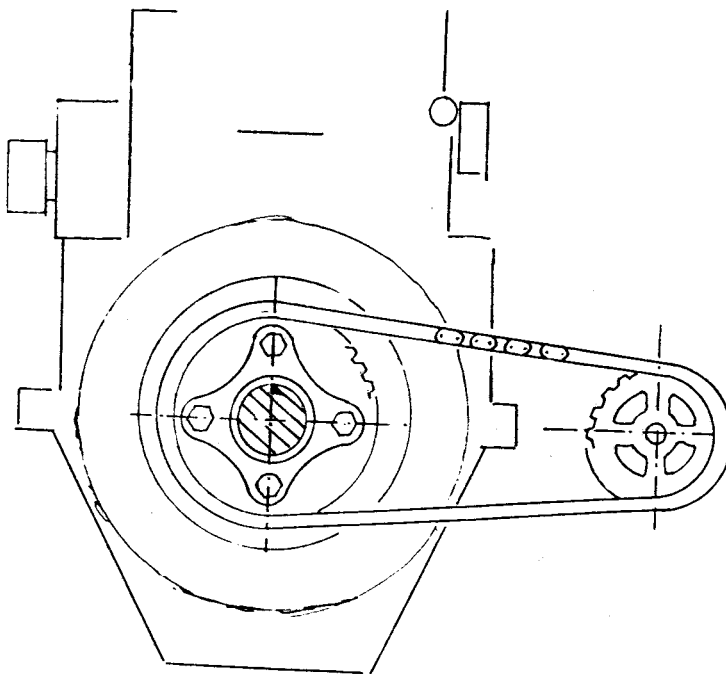
Filter dipilih dari standart Beta, β_{15} dengan ukuran lubang $17,4 \mu\text{m}$ dan efisiensi penyaringan 94,25 %.



Gambar 4.6 Rencana reservoir

4.5. KOPEL POMPA HIDROLIK KE MOTOR UTAMA

Pompa hidrolik dikopel langsung ke poros motor utama dengan rantai gigi. Perbandingan sproket besar dan



Gambar 4.7 Kopel pompa hidrolik ke motor utama

kecil 1,3. Sproket besar dipasang pada roda gila motor utama, sehingga pompa berada disamping motor utama.

4.5.1 Pemilihan Tipe Rantai Gigi⁴

Torsi maksimum pompa adalah,

$$T = \frac{P \cdot Q}{\omega}$$

P = tekanan pompa

Q = debit pompa

ω = putaran minimum pompa

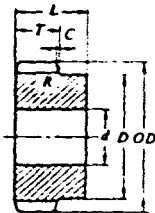
$$= \frac{240 \times 10^5 \times 2,07 \times 10^{-3}}{73,5}$$

$$= 675,9 \text{ N.m} = 68,97 \text{ kg.m}$$

Rantai gigi dipilih dulu tipe HV 404, selanjutnya pilihan ini akan dicek. Diameter sproket kecil yang

(b) Untuk jarak bagi 12,70 (Satuan: mm)

Jumlah gigi	Diameter lingkaran jarak bagi	Diameter luar	Daerah diameter poros ϕ		Diameter naf	Lebar naf	
			Min.	Maks.		HV-404	HV-406
21	84,89	80,64	16	41	65	45	60
23	92,97	88,84	16	48	73	45	60
25	101,06	97,05	22	52	81	45	60
27	109,14	105,38	22	59	89	45	60
29	117,23	113,53	22	64	98	45	60
31	125,31	121,71	22	65	100	45	60
33	133,40	129,84	22	74	110	45	60
35	141,48	137,99	22	74	110	45	60



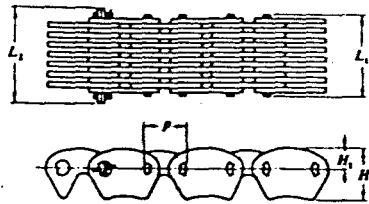
Tabel 4.2 Ukuran sproket rantai gigi

dianjurkan seperti dalam tabel 4.2.

⁴Perhitungan dari Sularso, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin. Tipe rantai gigi standart JIS.

Jumlah gigi sproket dipilih 33. Karena perbandingan 1,3 maka jumlah gigi sproket besar 43.

Tabel 5.20 Ukuran utama dan kekuatan rantai gigi (rantai HV-VO).



Nomor rantai	Lebar rantai (inch nominal)	Panjang pena keling L_1	Panjang pena penyambung L_2	Tinggi rantai dari garis jarak bagi sproket H_1	Tinggi rantai H	Batas kekuatan rata-rata (kg)	Berat kasar (kg/m)
HV 303	(3/4)	22,73	26,14	$4,29 \pm 0,05$	$10,87 \pm 0,05$	2550	0,97
HV 304	(1)	29,13	32,54			3400	1,28
HV 306	(1-1/2)	41,94	45,34			5100	1,93
HV 308	(2)	54,74	58,14			6800	2,57
HV 312	(3)	80,14	83,54			10200	3,85
HV 404	(1)	29,13	32,54	$5,72 \pm 0,05$	$14,48 \pm 0,05$	4540	1,71
HV 406	(1-1/2)	41,94	45,34			6800	2,57
HV 408	(2)	54,74	58,14			9070	3,42
HV 412	(3)	80,14	83,54			13600	5,13
HV 416	(4)	105,54	108,94			18140	6,84
HV 606	(1-1/2)	43,18	43,38	$10,29 \pm 0,13$	$20,88 \pm 0,18$	10210	3,87
HV 608	(2)	55,88	56,08			13610	5,21
HV 612	(3)	81,28	81,48			20410	7,74
HV 616	(4)	106,68	106,88			27220	10,3
HV 620	(5)	132,08	132,28			34020	12,8

Tabel 4.9 Ukuran utama dan kekuatan rantai gigi

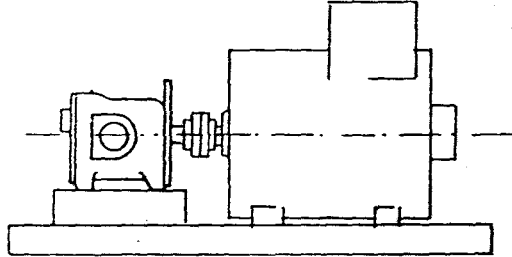
Gaya yang bekerja pada rantai adalah,

$$\begin{aligned} F &= \frac{T}{D_{sp}} & D_{sp} &= \text{diameter sproket} \\ &= \frac{68,97}{0,133} \\ &= 517 \text{ kg} \end{aligned}$$

Gaya yang bekerja pada rantai ini lebih kecil dari batas kekuatan rata-rata sebesar 4590 kg. Maka tipe HV 404 bisa dipakai.

4.5 KOPEL MOTOR HIDROLIK KE GENERATOR

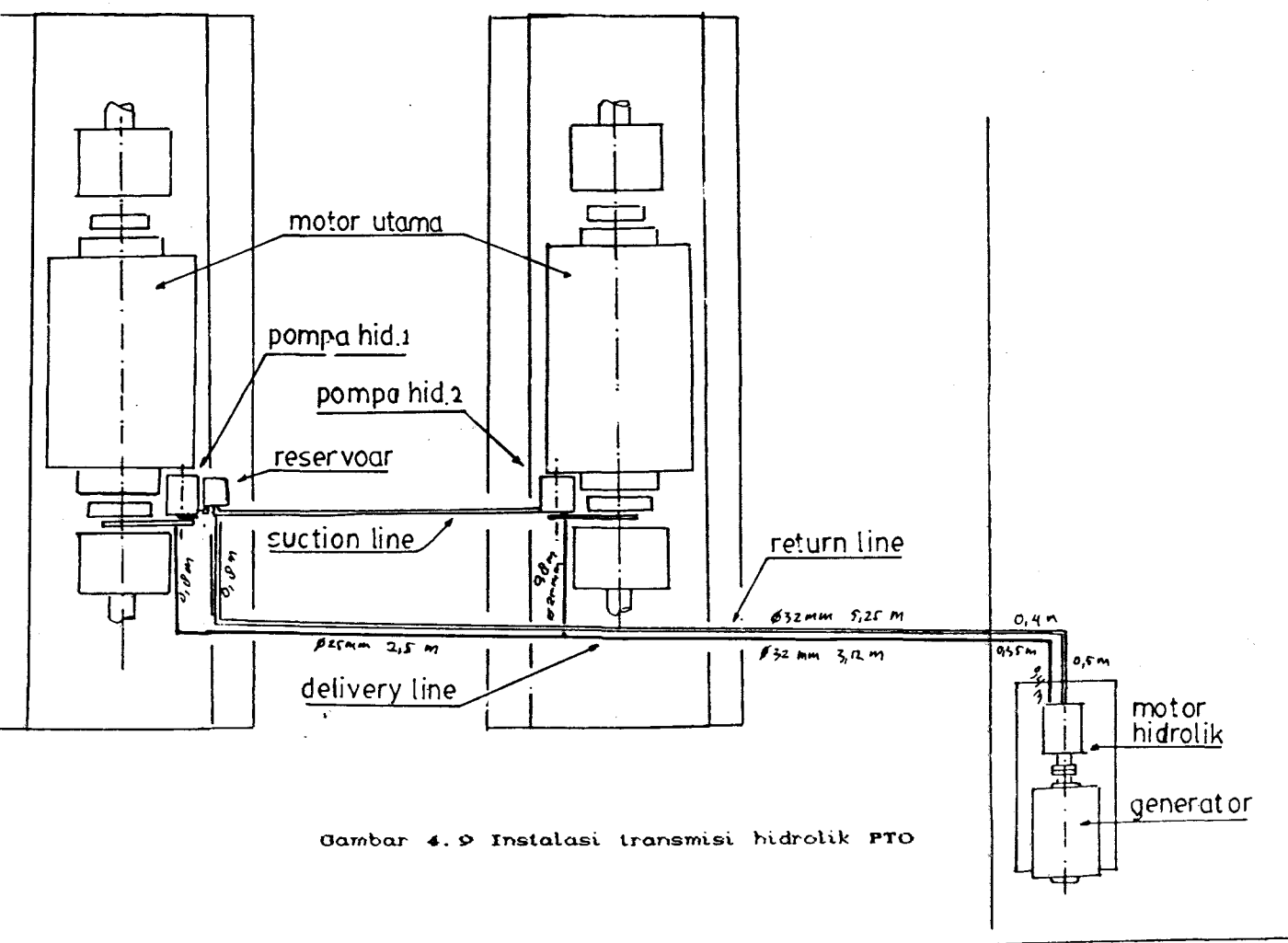
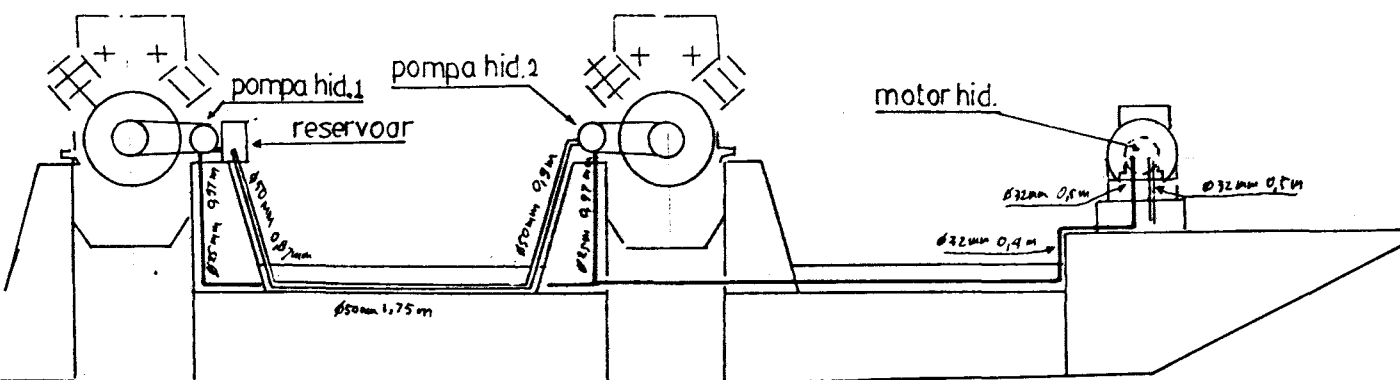
Motor hidrolik dikopel langsung ke poros generator dengan kopling kaku (lihat gambar).



Gambar 4.8 Kopel motor hidrolik ke generator

4.6 INSTALASI TRANSMISI HIDROLIK PTO

Penempatan komponen-komponen sistem transmisi hidrolik PTO seperti pada gambar di balik ini. Reservoir ditempatkan setinggi pompa, diletakkan tepat disamping pompa1. Suction line ke pompa1 bisa pendek, tetapi suction line ke pompa2 lebih panjang dan melalui bawah lantai. Suction line ke pompa2 karena panjang maka perlu di cek terhadap kemungkinan terjadi kavitasi. Bila penempatan reservoir ini menyebabkan kavitasi maka rancangan instalasi ini perlu dikoreksi lagi.



Gambar 4.9 Instalasi transmisi hidrolik PTO

4.6.1 Cek Terhadap Kavitasi⁵

Pertama dihitung dulu penurunan tekanan di suction line.

$$Re = \frac{kz Q}{\nu}$$

Re = Renold number

k = koefisien dari tabel (lihat lampiran)

Q = debit

ν = viskositas kinematik

$$\begin{aligned} Re &= \frac{24 \times 2,07 \times 10^{-3}}{4 \times 10} \\ &= 1242 \end{aligned}$$

Friction factor,

$$\begin{aligned} f &= \frac{64}{Re} \\ &= \frac{64}{1242} \\ &= 0,051 \end{aligned}$$

Panjang pipa,

$$L = 1,75 + 0,9 + 0,87 = 3,52 \text{ m}$$

Koefisien k,

$$\begin{aligned} k &= f \frac{L}{d} & d &= \text{diameter pipa} \\ &= 0,051 \frac{3,52}{52,5 \times 10^{-3}} \\ &= 3,4 \end{aligned}$$

Penurunan tekanan pada pipa,

$$\Delta p_p = \frac{k}{k_1} Q^2 \quad k_1 = \text{koefisien dari tabel (lihat lampiran)}$$

⁵ Perhitungan dari Mc. Cloy, Control of Fluid Power: Analisis & Design

$$= \frac{3,4}{1,09 \times 10^{-8}} (1,80 \times 10^{-3})^2$$

$$= 11,80 \text{ kN/m}^2$$

Penurunan tekanan karena belokan,

$k_{bend} = 1,9$ (koefisien belokan-lihat lampiran)

jumlah belokan 5.

$$\delta p_{bend} = \frac{k_{bend}}{K} Q^2$$

$$= 5 \times \frac{1,9}{1,09 \times 10^{-8}} (1,80 \times 10^{-3})^2$$

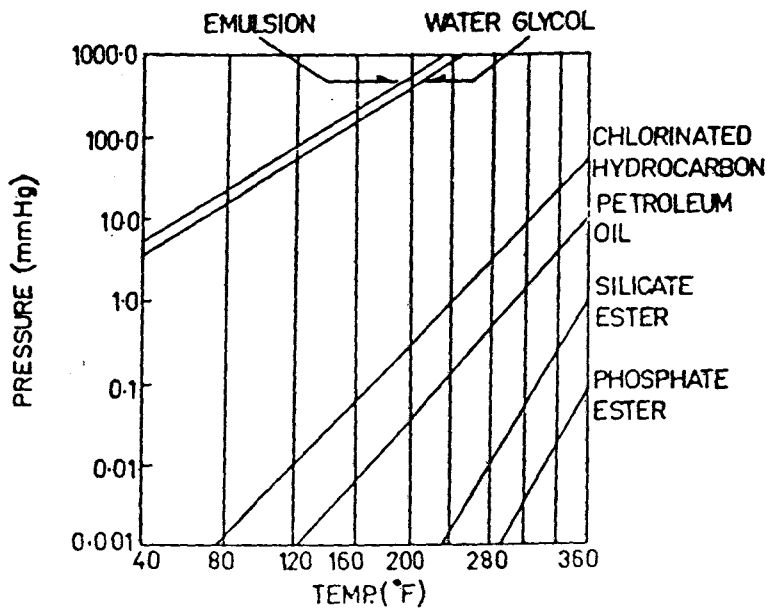
$$= 28,0 \text{ kN/m}^2$$

Total penurunan tekanan,

$$\delta p = 11,80 + 28,0$$

$$= 39,8 \text{ kN/m}^2$$

Maka tekanan pada inlet pompa,



Gambar 4.10 Tekanan kavitasi fluida hidrolis

$$\begin{aligned} p_{inlet} &= \text{tekanan atmosfer} - \delta p \\ &= 101,325 - 39,8 \text{ kN/m}^2 \\ &= 61,525 \text{ kN/m}^2 = 46759 \text{ mmHg} \end{aligned}$$

Dari gambar 4.10 tekanan sebesar ini pada sisi inlet pompa belum menimbulkan kavitasi.

4.7 PERHITUNGAN EFISIENSI SISTEM TRANSMISI HIDROLIK PTO

Efisiensi (η) adalah perbandingan tenaga (power) masukan sistem dengan tenaga keluaran sistem.

$$\eta = \frac{\text{mechanic power out}}{\text{mechanic power in}}$$

Efisiensi selalu lebih besar dari 100% karena terjadi kehilangan energi pada pompa, saluran dan motor. Pada pompa dan motor kehilangan energi mekanik dan hidrolik (kebocoran dalam) sehingga efisiensi pompa dan motor adalah efisiensi mekanik (η_m) dan efisiensi volumetrik (η_v). Pada saluran kehilangan energi berupa penurunan tekanan.

4.7.1 Penurunan Tekanan di Saluran

Penurunan tekanan pada saluran dikarenakan terhalangnya laju aliran fluida oleh gesekan dan belokan.

Penurunan tekanan karena gesekan pada pipa lurus, delivery line \varnothing 25mm,

$$Re = \frac{k Q}{\nu}$$

Re = Renold number

k = koefisien dari tabel (lihat lampiran)

Q = debit

ν = viskositas kinematik

$$\begin{aligned} Re &= \frac{47 \times 1,80 \times 10^{-3}}{4 \times 10^{-5}} \\ &= 2115 \end{aligned}$$

Friction factor,

$$\begin{aligned} f &= \frac{64}{Re} \\ &= \frac{64}{2115} \\ &= 0,03 \end{aligned}$$

Panjang pipa,

$$L = 0,8 + 0,8 + 2,5 + 0,97 + 0,97 = 6,04 \text{ m}$$

Koefisien k,

$$\begin{aligned} k &= f \frac{L}{d} & d &= \text{diameter pipa} \\ &= 0,03 \frac{6,04}{26,6 \times 10^{-3}} \\ &= 6,86 \end{aligned}$$

maka penurunan tekanan pada pipa,

$$\begin{aligned} \delta_{pp1} &= \frac{k}{k_1} Q^2 & k_1 &= \text{koefisien dari tabel} \\ & & & \text{(lihat lampiran)} \\ &= \frac{6,86}{7,195 \times 10^{-11}} (1,80 \times 10^{-3})^2 \\ &= 309 \text{ kN/m}^2 \end{aligned}$$

Penurunan tekanan karena gesekan pipa lurus delivery
line Ø 32mm,

$$Re = \frac{k_2 Q}{\nu}$$

Re = Renold number

k = koefisien dari tabel (lihat lampiran)

Q = debit

ν = viskositas kinematik

$$Re = \frac{36 \times 3,60 \times 10^{-3}}{4 \times 10^{-5}}$$

$$= 3240$$

Friction factor,

$$f = \frac{0,332}{Re^{0,25}}$$

$$= \frac{0,332}{3240^{0,25}}$$

$$= 0,044$$

Panjang pipa,

$$L = 3,12 + 0,4 + 0,4 + 0,5 = 4,42 \text{ m}$$

Koefisien k,

$$k = f \frac{L}{d} \quad d = \text{diameter pipa}$$

$$= 0,044 \frac{4,42}{35,1 \times 10^{-3}}$$

$$= 5,54$$

maka penurunan tekanan pada pipa,

$$\Delta p_{pz} = \frac{k}{k_1} Q^2 \quad k_1 = \text{koefisien dari tabel (lihat lampiran)}$$

$$= \frac{5,54}{2,181 \times 10^{-9}} (3,60 \times 10^{-3})^2$$

$$= 32 \text{ kN/m}^2$$

Penurunan karena gesekan pada pipa lurus return line

Ø 32mm.

$$Re = \frac{k_2 Q}{\nu}$$

Re = Renold number

k = koefisien dari tabel (lihat lampiran)

Q = debit

ν = viskositas kinematik

$$\begin{aligned} Re &= \frac{36 \times 3,60 \times 10^{-3}}{4 \times 10^{-3}} \\ &= 3240 \end{aligned}$$

Friction factor,

$$\begin{aligned} f &= \frac{0,332}{Re^{0,25}} \\ &= \frac{0,332}{3240^{0,25}} \\ &= 0,044 \end{aligned}$$

Panjang pipa,

$$\begin{aligned} L &= 0,5 + 0,5 + 0,4 + 0,4 + 5,25 + 0,8 + 0,87 \\ &= 8,72 \text{ m} \end{aligned}$$

Koefisien k,

$$\begin{aligned} k &= f \frac{L}{d} \quad d = \text{diameter pipa} \\ &= 0,044 \frac{8,72}{35,1 \times 10^{-3}} \\ &= 10,9 \end{aligned}$$

maka penurunan tekanan pada pipa,

$$\begin{aligned} \delta_{pp3} &= \frac{k}{\rho} Q^2 \quad k = \text{koefisien dari tabel} \\ &\quad \text{(lihat lampiran)} \\ &= \frac{10,9}{2,181 \times 10^{-9}} (3,60 \times 10^{-3})^2 \\ &= 64 \text{ kN/m}^2 \end{aligned}$$

Penurunan tekanan pada pipa suction line telah dihitung pada sub bab 4.6.1 sebesar,

$$\delta_{pp4} = 11,8 \text{ kN/m}^2$$

Penurunan tekanan karena belokan pada delivery line ϕ 25mm,

$$k_{\text{bend}} = 1 \quad (\text{koefisien belokan-lihat lampiran})$$

jumlah belokan 5.

$$\begin{aligned}\delta p_{bend1} &= \frac{k_{bend}}{K} Q^2 \\ &= 5 \times \frac{1}{7,19 \times 10^{-11}} (1,80 \times 10^{-3})^2 \\ &= 225 \text{ kN/m}^2\end{aligned}$$

Penurunan tekanan karena cabang T delivery line,

$k_{tee} = 0,3$ (koefisien belokan-lihat lampiran)

jumlah tee = 1

$$\begin{aligned}\delta p_{tee} &= \frac{k_{tee}}{K} Q^2 \\ &= \frac{0,3}{7,19 \times 10^{-11}} (1,80 \times 10^{-3})^2 \\ &= 13,5 \text{ kN/m}^2\end{aligned}$$

Penurunan tekanan karena belokan pada return line \varnothing 32mm,

$k_{bend} = 1,3$ (koefisien belokan-lihat lampiran)

jumlah belokan 9.

$$\begin{aligned}\delta p_{bend2} &= \frac{k_{bend}}{K} Q^2 \\ &= 9 \times \frac{1,3}{2,18 \times 10^{-9}} (3,60 \times 10^{-3})^2 \\ &= 69 \text{ kN/m}^2\end{aligned}$$

Penurunan tekanan karena belokan pada delivery line \varnothing 32mm,

$k_{bend} = 1,3$ (koefisien belokan-lihat lampiran)

jumlah belokan 6.

$$\begin{aligned}\delta p_{bend3} &= \frac{k_{bend}}{K} Q^2 \\ &= 6 \times \frac{1,3}{2,18 \times 10^{-9}} (3,60 \times 10^{-3})^2\end{aligned}$$

$$= 46 \text{ kN/m}^2$$

Penurunan tekanan pada belokan suction line telah dihitung pada sub bab 4.6.1 sebesar,

$$\delta p_{bend4} = 28 \text{ kN/m}^2$$

Maka total penurunan tekanan pada saluran,

$$\begin{aligned} \delta p &= \delta p_{p1} + \delta p_{p2} + \delta p_{p3} + \delta p_{p4} + \delta p_{bend1} + \delta p_{bend2} \\ &\quad + \delta p_{bend3} + \delta p_{bend4} + \delta l_{ee} \\ &= 309 + 32 + 64 + 11,8 + 225 + 13,5 + 69 + 46 + 28 \\ &= 798,3 \text{ kN/m}^2 = 7,983 \text{ bar} \end{aligned}$$

4.7.2 Efisiensi Total Sistem

Efisiensi total sistem adalah perkalian efisiensi pompa, motor dan saluran.

Efisiensi motor,

$$\begin{aligned} \eta_{motor} &= \eta_m \times \eta_v \\ &= 95\% \times 98\% \\ &= 93,1\% \end{aligned}$$

Efisiensi pompa,

$$\begin{aligned} \eta_{pompa} &= \eta_m \times \eta_v \\ &= 95\% \times 98\% \\ &= 93,1\% \end{aligned}$$

ini perlu dikoreksi lagi karena pompa dilengkapi alat kontrol debit. Suatu angka pendekatan 2,5% energi yang hilang di alat kontrol ini. Maka efisiensi pompa,

$$\eta_{pompa} = 90,6\%.$$

Efisiensi saluran dihitung sebagai berikut,

penurunan tekanan pada saluran 7,983 bar.

Tekanan pada input motor 200 bar, maka tekanan pada output pompa $200 + 7,983 = 207,983$ bar.

Efisiensi saluran,

$$\begin{aligned}\eta_{sal} &= \frac{200}{207,98} \\ &= 96,2\%\end{aligned}$$

Efisiensi total sistem adalah,

$$\begin{aligned}\eta_{sistem} &= \eta_{motor} \times \eta_{pompa} \times \eta_{sal} \\ &= 93,1\% \times 90,6\% \times 96,2\% \\ &= 81\%\end{aligned}$$

BAB V

TINJAUAN TEKNIS ALTERNATIF SISTEM TRANSMISI TENAGA POWER TAKE-OFF MOTOR UTAMA KMF.POTTRE KONENG

Penyediaan energi listrik di KMF. Pottre Koneng dan kapal sejenis dengan Power Take-Off terikat pada kondisi teknis kapal tersebut, yaitu:

- listrik AC yang dihasilkan harus frekuensi konstan dan tegangan konstan
- sumber tenaga berasal lebih dari satu (motor utama dua set atau empat set).

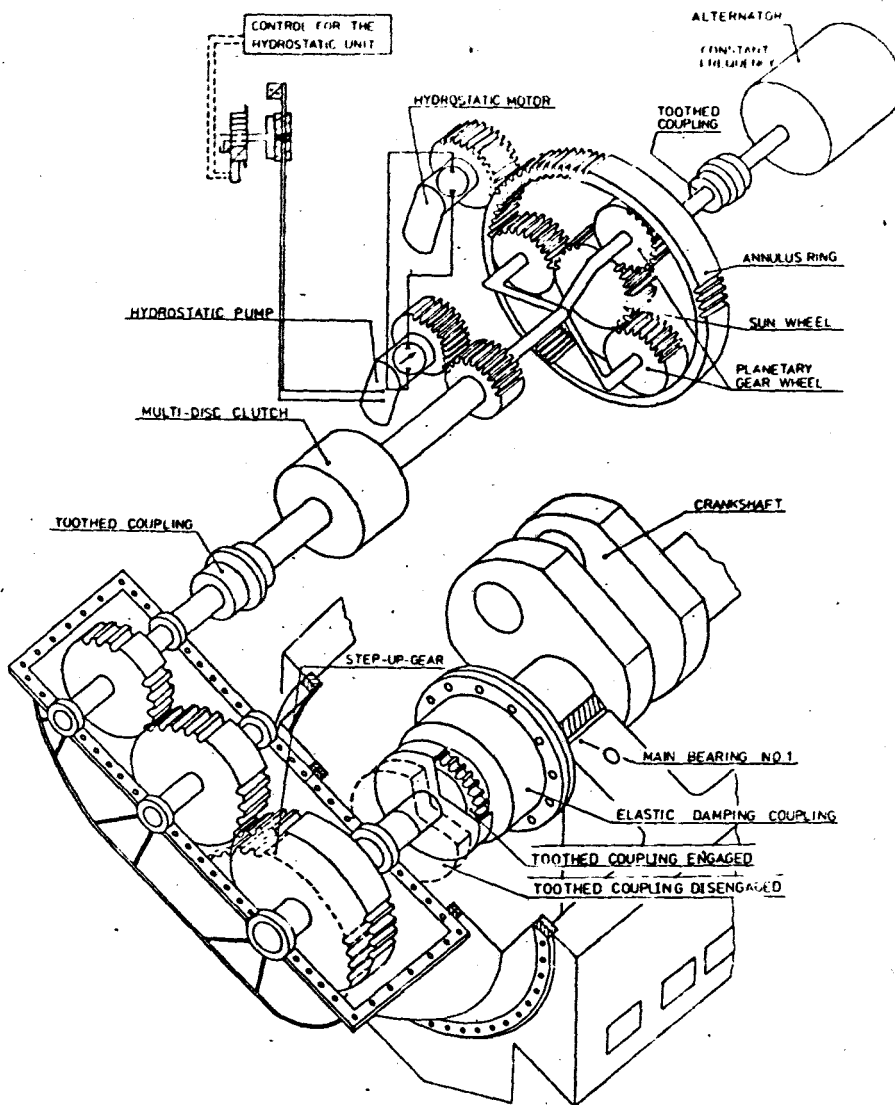
Selain transmisi hidrolis seperti yang penulis ajukan sebagai alternatif dalam karya tulis ini, ada beberapa transmisi tenaga Power Take-Off yaitu:

- transmisi mekanik, ada dua tipe,
 - 1 renk constans frekwency
 - 2 kopel langsung
- transmisi mekanik-elektrik, ada dua tipe,
 - 1 dengan frequency converter
 - 2 dengan DC/AC converter.

Berikut akan ditinjau secara teknis satu persatu sistem tranmisi ini bila diterapkan di KMF. Pottre Koneng atau kapal yang sejenis.

5.1 TRANSMISI MEKANIK RENK FREQUENCY CONSTAN

Sistem transmisi ini terdiri dari roda gigi, kopling, planetary gear wheel dan alat kontrol hidrolis. Output dari sistem ini adalah putaran tetap, dengan input putaran yang variabel.



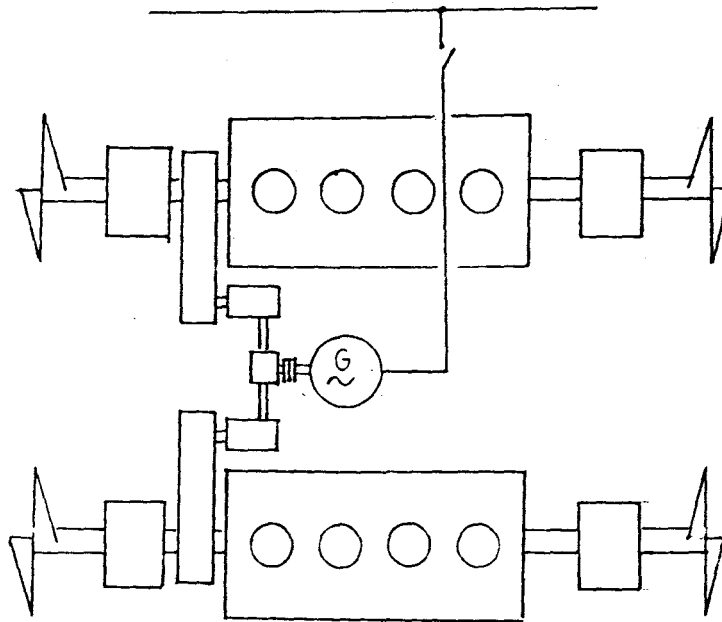
Gambar 5.1 Mekanisme transmisi mekanik
Renk Frequency Constans

Sistem ini dipasang pada kapal dengan propeller tipe Fixed Pitch Propeller, karena untuk manuver perlu merubah-rubah putaran motor utama. Efisiensi sistem transmisi ini 88%-92%.¹

Untuk menggerakkan satu generator dari dua motor

¹ Dari Project Guide MC Programme, Man B&W

utama, maka output dari sistem transmisi ini harus digandeng dengan gear dan poros. Penempatan gear, poros dan generator tentu terikat pada posisi sistem transmisi seperti ilustrasi dibawah ini.

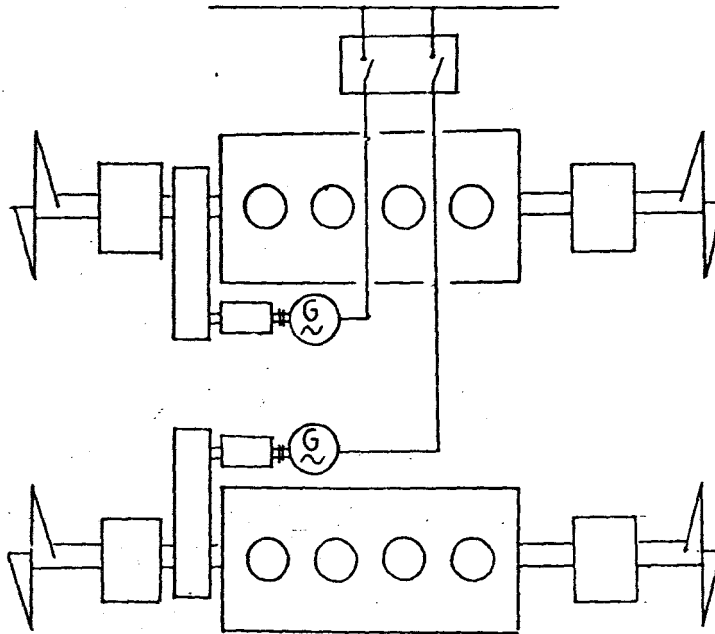


Gambar 5.2 Sistem Transmisi Mekanik Renk Frequency Constant pada motor utama 2 set

Penempatan generator dan sistem transmisinya seperti ini tidak bisa dihindarkan dan menjadikan ruang yang harusnya kosong dari peralatan menjadi berkurang.

Ada cara lain penggandengan tenaga dengan sistem transmisi ini, yaitu dengan memparalelkan generator. Jadi tiap motor utama ada satu generator dan sistem transmisinya, kemudian output listrik generator digandeng (diparalel).

Salah satu syarat teknis dalam paralel generator AC adalah setiap generator fase dan putaran harus selalu sama setiap waktu. Sistem transmisi ini yang inputnya putaran tak



Gambar 5.3 Sistem Transmisi Mekanik Renk Frequency Constan pada motor utama 2 sel dan generator diparalel

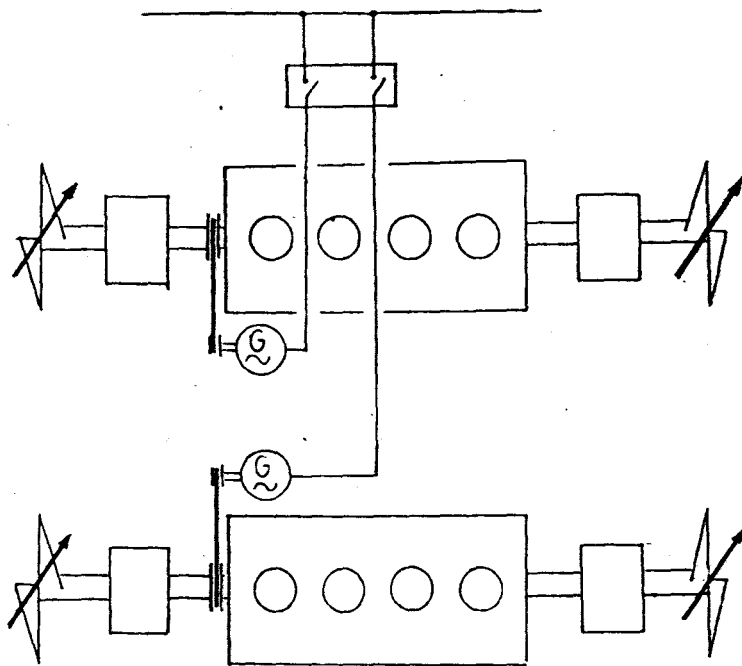
tetap meskipun telah dilengkapi alat kontrol yang membuat putaran output konstan tidak bisa menjamin bisa terpenuhinya syarat ini, apalagi transmisi ini tidak dilengkapi roda gila yang bisa menjaga dai putaran ayun. Pada kondisi putaran yang tidak sama dari dua generator yang diparalel, menjadikan generator yang satu membebani generator yang lain yang bisa berakibat rusaknya generator.

5.2 TRANSMISI MEKANIK DENGAN KOPEL LANGSUNG

Generator AC dikopel langsung ke poros motor utama dengan sabuk daya atau rantai. Melihat sederhananya sistem transmisi ini tentu efisiensi sistem ini paling besar dari

pada yang lain, yaitu 92%.

Tetapi sistem ini hanya bisa diterapkan pada kapal yang propulsornya dengan Controlable Pitch Propeller yang motor utamanya bekerja pada putaran konstan.

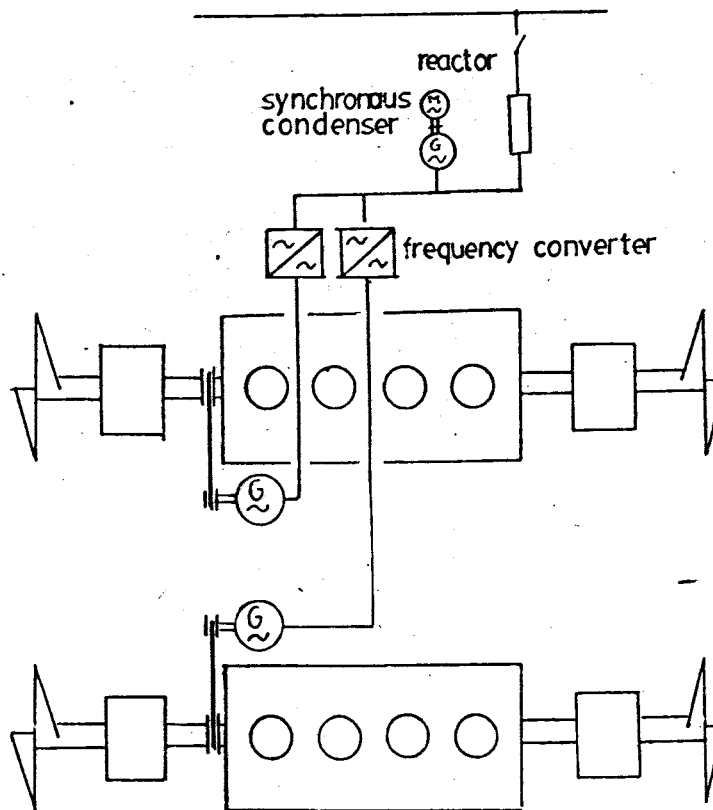


Gambar 5.4 Generator yang dikopel langsung pada motor utama

5.3 TRANSMISI MEKANIK-ELEKTRIK DENGAN FREQUENCY CONVERTER

Masing-masing generator AC dikopel langsung ke poros motor utama dengan sabuk daya atau rantai. Karena putaran generator mengikuti putaran motor utama yang berubah-ubah maka frekwensi listrik output generator berubah-ubah pula. Untuk mempertahankan tegangan dari gangguan putaran yang berubah, dengan jalan mengontrol arus eksitasi generator. Untuk membuat frekwensi listrik yang tetap maka output

generator harus melewati alat konversi frekwensi (static converter). Alat ini terdiri dari frequency converter dan sinchrouous condenser. Kemudian masing masing output bisa diparalel dan disalurkan ke jaringan listrik kapal. Efisiensi sistem ini 84% - 88%²



Gambar 5.5 Sistem transmisi mekanik-elktirik dengan frekuensi converter

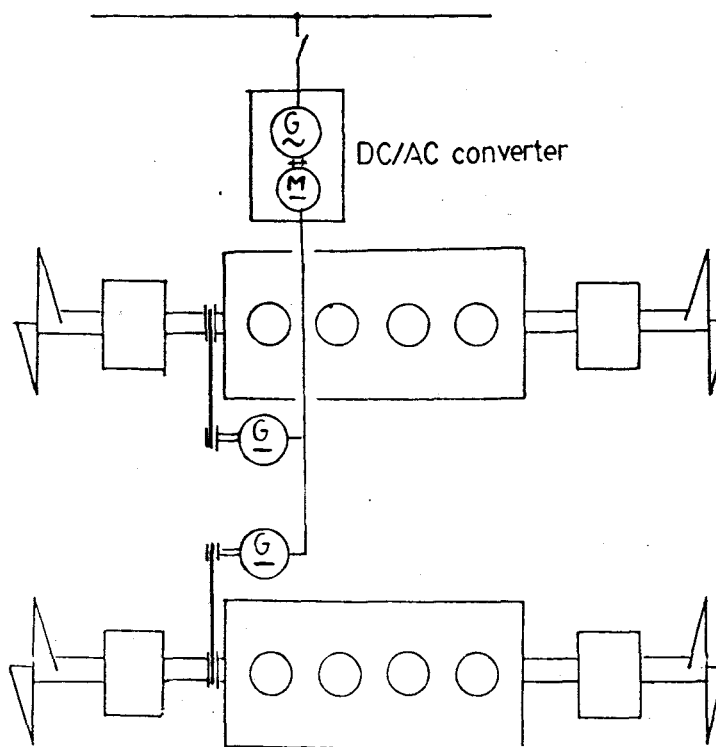
Tetapi sistem ini hanya mempunyai range putaran generator 30%³. Untuk motor utama kapal ferry sejenis KMF. Pottre Koneng variasi putaran motor utama 30% - 100% (Idle - CR) jadi range putarannya 70%. Sistem ini tidak memungkinkan bisa diterapkan di KMF. Pottre Koneng atau

^{2,3} Dari Project Guide MC Programme, MAN B&W

kapal sejenisnya.

5.4 TRANSMISI MEKANIK-ELEKTRIK DENGAN DC/AC CONVERTER

Listrik DC dihasilkan dari masing-masing generator yang dikopel langsung ke poros motor utama dengan sabuk daya atau rantai. Generator bisa DC atau generator AC yang outputnya disearahkan dengan rectifier. Tegangan dipertahankan dengan kontrol arus eksitasi generator. Kemudian listrik DC ini diubah menjadi listrik AC melalui alat DC/AC converter. Alat ini berupa motor DC yang dikopel



Gambar 5.6 Sistem transmisi mekanik-elktirik dengan
DC/AC converter

ke generator AC (alternator). Output generator AC ini disalurkan ke jaringan listrik kapal.

Untuk diterapkan di kapal dengan dua motor utama maka

keluaran generator (listrik DC) diparalel dulu sebelum ke DC/AC converter. Perlu dipertimbangkan bahwa efisiensi alat ini kecil, yaitu 65% - 75%³

5.5 TRANSMISI HIDROLIK POWER TAKE-OFF

Meskipun efisiensi sistem hidrolik lebih rendah dari pada sistem transmisi mekanik (81%) transmisi ini punya keuntungan untuk diterapkan di KMF. Pottre Koneng dan kapal sejenisnya. Keuntungan itu adalah fleksibilitas yang tinggi dan dimensi yang kecil. Penempatan pipa saluran dan motor hidrolik tidak begitu terikat pada tempat, hanya pompa hidrolik yang harus dikopel langsung dengan poros motor utama. Dimensi pompa hidrolik yang kecil tidak banyak memakan tempat. Penempatan generator bisa lebih jauh dari motor utama.

Sistem transmisi hidrolik adalah sistem yang compatible. Beberapa sumber tenaga dapat digabung dengan sistem ini untuk menghasilkan satu output tenaga. Penerapan sistem transmisi hidrolik untuk Power Take-Off sesuai di kapal ferry atau kapal lain yang mempunyai lebih dari satu motor utama.

Unjuk kerja dari sistem transmisi hidrolik terikat pada sifat fluida hidrolik. Perbedaan suhu yang besar akan merubah viskositas sehingga mempengaruhi unjuk kerja sistem. Untuk daerah yang perubahan suhunya besar, perlu ditambahkan

³ Dari Watson, Marine Electrical Practice, Butterworths

alat untuk pengkondisian temperatur fluida hidrolik. Tetapi untuk daerah pelayaran seperti di Indonesia yang perubahan suhu udaranya relatif kecil, hal ini tidak jadi masalah.

BAB VI

PENUTUP

6.1 KESIMPULAN

1. Terdapat perbedaan karakter sistem transmisi tenaga Power Take-Off untuk kapal yang motor utamanya single dengan kapal yang motor utamanya double atau lebih. Sistem transmisi Power Take-Off untuk kapal yang motor utamanya double atau lebih harus mampu menggabungkan beberapa sumber tenaga.
2. Untuk kapal dengan propulsi Fixed Pitch Propeller dan instalasi listrik AC, sistem transmisi Power Take-Off harus mampu membuat putaran tetap pada outputnya dari input putaran tidak tetap.
3. Sistem transmisi hidrolik Power Take-Off dapat menggabungkan beberapa sumber tenaga dan dapat membuat putaran tetap pada outputnya dari putaran tak tetap pada inputnya dengan alat kontrol otomatis pengatur debit fluida.
4. Sistem transmisi hidrolik Power Take-Off memungkinkan diterapkan pada kapal sejenis KMF. Pottre Koneng atau kapal dengan mesin utama lebih dari satu.

6.2 SARAN

Melihat ada keuntungan penggunaan Power Take-Off pada kapal ferry (kapal dengan motor utama lebih dari satu) dan transmisi hidrolik memungkinkan untuk diterapkan sebagai tranmisi Power Take-Off, maka alternatif penggunaan jenis transmisi ini patut diperhitungkan oleh perancang-perancang permesinan kapal dan pihak produsen mesin-mesin hidrolik.

DAFTAR PUSTAKA

1. Kaiser, Joe, Elektrical Power Motor, Control, Generator, Transformer, The Goodheart Willcox, Illiois, 1982.
2. Mc Cloy D., Martin H. R., Control of Fluid Power : Analisis & Design, Ellie Horwood Limited, England, 1980.
3. MAN B&W Diesel A/S, Project Guide Two Stroke Engine MC Programme, Denmark.
4. Maleev V.L., Priambodo Bambang, Operasi dan Pemeliharaan Mesin Diesel, Erlangga, Jakarta, 1986.
5. Oeter Jon, Basic Aplied Fluid Power : Hydraulics, Mc Gaw-Hill Book Company, 1969.
6. Pipinger Jhon, Hicks Tyler, Indutrial Hydraulics 3 edition, Mc Graw-Hill Book Company, 1980.
7. Sugi Hartono, Sistem kontrol dan Pesawat Hidrolik, Tarsito, Bandung, 1988.
8. Sharma D.C., Aggarwel D.K., Machine Design 4 edition, Katson Publishing House, B.D Kataria & Sons Indhiana, 1981.
9. Sularso, Suga Kiyokatsu, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Pt.Pradnya Paramita, Jakarta, 1987.
10. Watson G.O., Marine Electrical Practice 5th edition, Butterworthc, 1983.
11. Woodward II J.B., The Diesel Engine: To Drive A Ship, The Departement Of Naval Architecture And Marine Enginering, Universitas Of Michigan, 1971.
12. Zuhail, Dasar Teknik Tenaga Listrik dan Elektronika Daya, Pt. Gramedia, Jakarta, 1992.

DATA UTAMA KMF. POTTRE KONENG

$L = 33,5 \text{ m}$

$L_{pp} = 31,6 \text{ m}$

$B = 13,6 \text{ m}$

$H = 3,0 \text{ m}$

$T = 1,8 \text{ m}$

$V = 8,7 \text{ knot}$

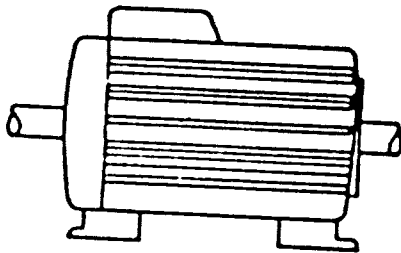
$ABK = 12 \text{ orang}$

Penumpang = 13 orang

Penumpang klas = 300 orang

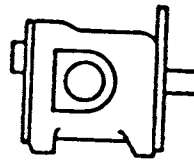
Muatan Geladak = 16 truck

Electric



400 volt Three phase
1460 rev/min.
30 kW

Hydraulic



Normal pressure 200 bar
Flow $1.3 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$
Speed 1500 rev/min
Up to 25kW

Scale
1m

Fig. Comparison of electric and hydraulic motors.

Tabel A.3 Berbagai ekuivalen dimensional

Panjang	$1 \text{ m} = 3,2808 \text{ ft} = 39,37 \text{ in}$ $1 \text{ cm} = 10^{-2} \text{ m} = 0,394 \text{ in} = 0,0328 \text{ ft}$ $1 \text{ mm} = 10^{-3} \text{ m}$ $1 \mu\text{m} = 10^{-6} \text{ m}$ $1 \text{ \AA} = 10^{-10} \text{ m}$ $1 \text{ km} = 0,621 \text{ mi}$ $1 \text{ mi} = 5280 \text{ ft}$
Luas	$1 \text{ m}^2 = 10,76 \text{ ft}^2$ $1 \text{ cm}^2 = 10^{-4} \text{ m}^2 = 0,155 \text{ in}^2$
Volume	$1 \text{ gal} = 0,13368 \text{ ft}^3 = 3,785 \text{ liter}$ $1 \text{ liter} = 10^{-3} \text{ m}^3$
Waktu	$1 \text{ h} = 3600 \text{ s} = 60 \text{ min}$ $1 \text{ ms} = 10^{-3} \text{ s}$ $1 \mu\text{s} = 10^{-6} \text{ s}$ $1 \text{ ns} = 10^{-9} \text{ s}$
Massa	$1 \text{ kg} = 1000 \text{ g} = 2,2046 \text{ lbm} = 6,8521 \times 10^{-2} \text{ slug}$ $1 \text{ slug} = 1 \text{ lbf} \cdot \text{s}^2 / \text{ft} = 32,174 \text{ lbm}$
Gaya	$1 \text{ N} = 1 \text{ kg} \cdot \text{m} / \text{s}^2$ $1 \text{ dyn} = 1 \text{ g} \cdot \text{cm} / \text{s}^2$ $1 \text{ lbf} = 4,448 \times 10^5 \text{ dyn} = 4,448 \text{ N}$
Energi	$1 \text{ J} = 1 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 / \text{s}^2$ $1 \text{ Btu} = 778,16 \text{ ft} \cdot \text{lbf} = 1,055 \times 10^{10} \text{ ergs} = 252 \text{ kal} = 1055,0 \text{ J}$ $1 \text{ kal} = 4,186 \text{ J}$ $1 \text{ kkal} = 4186 \text{ J} = 1000 \text{ kal}$ $1 \text{ erg} = 1 \text{ g} \cdot \text{cm}^2 / \text{s}^2 = 10^{-7} \text{ J}$ $1 \text{ eV} = 1,602 \times 10^{-19} \text{ J}$ $1 \text{ Q} = 10^{18} \text{ Btu} = 1,055 \times 10^{21} \text{ J}$ $1 \text{ Quad} = 10^{15} \text{ Btu}$ $1 \text{ kJ} = 0,947813 \text{ Btu} = 0,23884 \text{ kkal}$
Daya	$1 \text{ W} = 1 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 / \text{s}^3 = 1 \text{ J/s}$ $1 \text{ hp} = 550 \text{ ft} \cdot \text{lbf} / \text{s}$ $1 \text{ hp} = 2545 \text{ Btu/h} = 746 \text{ W}$ $1 \text{ kW} = 1000 \text{ W} = 3412 \text{ Btu/h}$
Tekanan	$1 \text{ atm} = 14,696 \text{ lbf/in}^2 = 760 \text{ torr} = 101325 \text{ N/m}^2 = 76 \text{ cm Hg}$ $1 \text{ mm Hg} = 0,01934 \text{ lbf/in}^2 = 1 \text{ torr}$ $1 \text{ dyn/cm}^2 = 145,04 \times 10^{-7} \text{ lbf/in}^2$ $1 \text{ bar} = 10^5 \text{ N/m}^2 = 14,504 \text{ lbf/in}^2 = 10^6 \text{ dyn/cm}^2$ $1 \mu = 10^{-6} \text{ m Hg} = 10^{-3} \text{ mm Hg}$ $1 \text{ Pa} = 1 \text{ N/m}^2 = 1,4504 \times 10^{-4} \text{ lbf/in}^2$ $1 \text{ in Hg} = 3376,8 \text{ N/m}^2$ $1 \text{ in H}_2\text{O} = 248,8 \text{ N/m}^2$
Daya per satuan luas	$1 \text{ W/m}^2 = 0,3170 \text{ Btu}/(\text{jam} \cdot \text{ft}^2) = 0,85984 \text{ kkal}/(\text{jam} \cdot \text{m}^2)$
Koefisien perpindahan panas	$1 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}) = 0,1761 \text{ Btu}/(\text{jam} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}) = 0,85984 \text{ kkal}/(\text{jam} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$
Energi per satuan massa	$1 \text{ kJ/kg} = 0,4299 \text{ Btu/lbm} = 0,23884 \text{ kkal/kg}$
Panas spesifik	$1 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}) = 0,23884 \text{ Btu}/(\text{lbm} \cdot ^\circ\text{F}) = 0,23884 \text{ kkal}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$
Konduktivitas termal	$1 \text{ W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C}) = 0,5778 \text{ Btu}/(\text{jam} \cdot \text{ft} \cdot ^\circ\text{F}) = 0,85984 \text{ kkal}/(\text{jam} \cdot \text{m} \cdot ^\circ\text{C})$

Tabel A.3 (lanjutan)

Viskositas	$1 \text{ kg}/(\text{m}\cdot\text{s}) = 1 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{m}^2 = 0,6720 \text{ lbm}/(\text{ft}\cdot\text{s}) = 10 \text{ Poise}$
Temperatur	$C^\circ = 1,8 \text{ F}^\circ$ 0°C berkorespondensi ke 32°F , $273,16 \text{ K}$, dan $491,69 \text{ R}$
Berbagai besaran magnetik	$1 \text{ G} \equiv 1 \text{ g}^{1/2}/(\text{cm}^{1/2}\cdot\text{s})$ $1 \text{ G} = 10^3 \text{ C}/(\text{m}\cdot\text{s})$ untuk M $1 \text{ G} = (1/4\pi) \times 10^3 \text{ C}/(\text{m}\cdot\text{s})$ untuk H $1 \text{ G} = 10^{-4}$ untuk B $1 \text{ T} \equiv 1 \text{ kg}/(\text{C}\cdot\text{s})$

Tabel A.4 Berbagai konstanta fisis

Bilangan Avogadro	$N_0 = 6,022 \times 10^{23} / \text{gmol}$
Konstanta Boltzmann	$k = 1,380 \times 10^{-23} \text{ J/K}$
Konstanta gas	$R = 1545,33 \text{ ft}\cdot\text{lb}/(\text{lbmol}\cdot\text{R})$ $= 8,3143 \text{ J}/(\text{gmol}\cdot\text{K})$ $= 8314,3 \text{ J}/(\text{gmol}\cdot\text{K})$ $= 1,9858 \text{ Btu}/(\text{gmol}\cdot\text{R})$ $= 1,9858 \text{ kal}/(\text{gmol}\cdot\text{K})$
Konstanta Planck	$h = 6,626 \times 10^{-34} \text{ J}\cdot\text{s}$
Konstanta Coulomb	$1/4\pi\epsilon_0 = 8,987 \times 10^9 \text{ kg}\cdot\text{m}^3/(\text{C}^2\cdot\text{s}^2)$
Konstanta Biot Savart	$\mu_0/4\pi = 1,0000 \times 10^{-7} \text{ kg}\cdot\text{m}/\text{C}^2$
Muatan elektronik	$e = -1,6021 \times 10^{-19} \text{ C}$
Kerambatan cahaya	$c = 2,998 \times 10^8 \text{ m/s}$
Konstanta Newton	$g_c = 32,174 \text{ ft}\cdot\text{lbm}/(\text{lb}\cdot\text{s}^2)$
Konstanta gravitasi	$k_G = 6,67 \times 10^{-11} \text{ m}^3/(\text{kg}\cdot\text{s}^2)$

Kelas Viskositas ISO	Titik tengah viskositas cSt pada 40°C	Batas viskositas kinematik pada 40°C	
		Min	Mak
ISO VG 2	2.2	1.98	2.42
ISO VG 3	3.2	2.88	3.52
ISO VG 5	4.6	4.14	5.06
ISO VG 7	6.8	6.12	7.48
ISO VG 10	10	9.00	11.00
ISO VG 15	15	13.50	16.50
ISO VG 22	22	19.80	24.20
ISO VG 32	32	28.80	35.20
ISO VG 46	46	41.40	50.60
ISO VG 68	68	61.20	74.80
ISO VG 100	100	90.00	110.00
ISO VG 150	150	135.00	165.00
ISO VG 220	220	198.00	242.00
ISO VG 320	320	288.00	352.00
ISO VG 460	460	414.00	506.00
ISO VG 680	680	612.00	748.00
ISO VG 1000	1000	900.00	1100.00
ISO VG 1500	1500	1350.00	1650.00

Gambar 2-3
ANGKA VISKOSITAS ISO

Kinematik centiStoke	Redwood 1 Seconds	Saybolt Universal Seconds	Engler Derajat	Kinematik centiStoke	Redwood 1 Seconds	Saybolt Universal Seconds	Engler Derajat
2.0	31	32.6	1.12	22.5	96	108.5	3.17
2.5	32	34.4	1.17	23.0	97	110.7	3.23
3.0	33	36.0	1.22	23.5	99	112.8	3.29
3.5	35	37.6	1.26	24.0	101	115.0	3.35
4.0	36	39.1	1.31	24.5	103	117.1	3.41
4.5	37	40.7	1.35	25.0	105	119.3	3.47
5.0	39	42.3	1.39	26	109	124.0	3.59
5.5	40	44.0	1.44	27	113	128.5	3.71
6.0	41	45.6	1.48	28	117	133.0	3.83
6.5	43	47.2	1.52	29	121	137.5	3.95
7.0	44	48.8	1.56	30	125	141.7	4.08
7.5	45	50.4	1.61	31	129	146.0	4.21
8.0	46	52.1	1.65	32	133	150.7	4.33
8.5	48	53.8	1.71	33	137	155.2	4.46
9.0	49	55.5	1.75	34	141	159.7	4.58
9.5	51	57.2	1.80	35	145	164.3	4.71
10.0	52	58.9	1.84	36	149	168.8	4.84
10.5	54	60.7	1.89	37	153	173.3	4.96
11.0	55	62.4	1.94	38	157	178.0	5.10
11.5	57	64.2	1.98	39	161	182.4	5.22
12.0	58	66.0	2.03	40	165	187.0	5.35
12.5	60	67.9	2.08	41	169	191.5	5.48
13.0	62	69.8	2.13	42	173	196.0	5.61
13.5	64	71.7	2.18	43	177	200.5	5.74
14.0	65	73.6	2.23	44	181	205.0	5.87
14.5	67	75.5	2.28	45	185	209.8	6.00
15.0	68	77.4	2.33	46	189	214.5	6.13
15.5	70	79.3	2.39	47	193	219.0	6.26
16.0	72	81.3	2.44	48	197	223.7	6.38
16.5	74	83.3	2.50	49	201	228.3	6.51
17.0	75	85.3	2.55	50	205	233.0	6.64
17.5	77	87.4	2.60	51	209	237.5	6.77
18.0	79	89.4	2.65	52	213	242.2	6.90
18.5	81	91.5	2.71	53	218	246.8	7.04
19.0	82	93.6	2.77	54	222	251.5	7.17
19.5	84	95.7	2.83	55	226	256.0	7.30
20.0	86	97.8	2.88	56	230	260.7	7.43
20.5	88	99.9	2.94	57	234	265.3	7.56
21.0	90	102.0	3.00	58	238	270.0	7.69
21.5	92	104.2	3.06	59	242	274.7	7.82
22.0	94	106.4	3.11	60	246	279.2	7.95

TABEL KONVERSI VISKOSITAS

Kinematik centiStoke	Redwood 1 Seconds	Saybolt Universal Seconds	Engler Derajat	Kinematik centiStoke	Redwood 1 Seconds	Saybolt Universal Seconds	Engler Derajat
61	250	284.0	8.04	134	549	623	17.69
62	254	288.5	8.18	136	558	632	17.95
63	258	293.6	8.31	138	566	642	18.22
64	262	297.7	8.45	140	574	651	18.48
65	266	302.4	8.58	142	582	658	18.74
66	271	307.0	8.72	144	590	667	19.01
67	275	311.7	8.85	146	599	677	19.27
68	279	316.3	8.98	148	607	686	19.54
69	283	321.0	9.11	150	615	695	19.80
70	287	325.5	9.24	152	623	705	20.06
72	295	335	9.51	154	631	714	20.33
74	303	344	9.77	156	640	723	20.59
76	311	353	10.03	158	648	732	20.86
78	319	363	10.30	160	656	742	21.12
80	328	372	10.56	164	672	760	21.65
82	336	381	10.82	168	689	779	22.18
84	344	391	11.09	172	705	797	22.70
86	352	400	11.35	176	722	816	23.23
88	360	410	11.62	180	738	834	23.76
90	369	419	11.88	184	754	853	24.49
92	377	428	12.14	188	771	871	24.82
94	385	438	12.41	192	787	890	25.34
96	393	447	12.67	196	804	908	25.87
98	401	456	12.94	200	820	927	26.40
100	410	465	13.20	204	836	946	26.93
102	418	475	13.46	208	853	964	27.46
104	426	484	13.73	212	869	983	27.98
106	435	493	13.99	216	886	1,001	28.51
108	443	502	14.26	220	902	1,020	29.04
110	451	511	14.52	224	918	1,038	29.57
112	459	521	14.78	228	935	1,057	30.10
114	467	530	15.05	232	951	1,075	30.62
116	476	540	15.31	236	968	1,094	31.15
118	484	549	15.58	Untuk viskositas lebih tinggi menggunakan faktor berikut : RI = 4.10 VK. SU = 4.635 VK. E = .132 VK.			
120	492	558	15.84				
122	500	567	16.10				
124	508	577	16.37				
126	517	586	16.63				
128	525	595	16.90				
130	533	605	17.16				
132	541	614	17.42				

TABEL KONVERSI VISKOSITAS

Table — Standard weight steel pipe (Schedule 40).

Nominal mm	Outside mm	Inside mm	Allowable working pressure* bar
8	13.7	9.2	464
10	17.1	12.5	384
15	21.3	15.8	369
20	26.7	20.9	306
25	33.4	26.6	288
32	42.2	35.1	240
40	48.3	40.9	217
50	60.3	52.5	184

* Based on $\frac{1}{3} \times$ bursting pressure.

Table — Pipe coefficients.

Nominal bore mm	Pipe area m ²	Coefficients	
		K_1	K_2
8	6.64×10^{-5}	1.027×10^{-11}	138
10	12.27×10^{-5}	3.506×10^{-11}	102
15	19.60×10^{-5}	8.949×10^{-11}	81
20	34.30×10^{-5}	2.740×10^{-11}	61
25	55.57×10^{-5}	7.195×10^{-11}	47
32	96.76×10^{-5}	2.181×10^{-9}	36
40	13.13×10^{-4}	4.014×10^{-9}	31
50	21.64×10^{-4}	1.090×10^{-8}	24

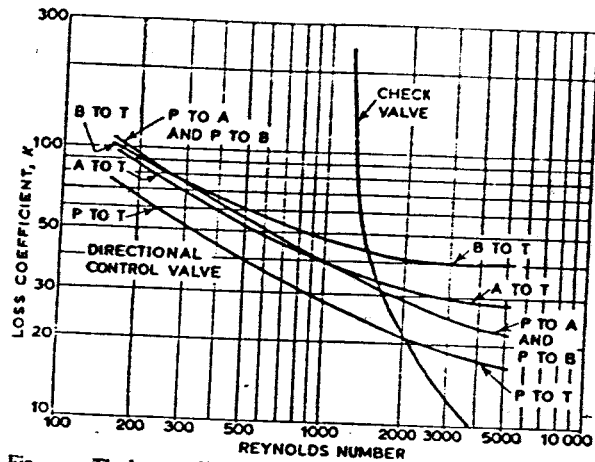


Fig. — The loss coefficient of a directional control valve (after [2]).
(Acknowledgements to the Institution of Mechanical Engineers.)

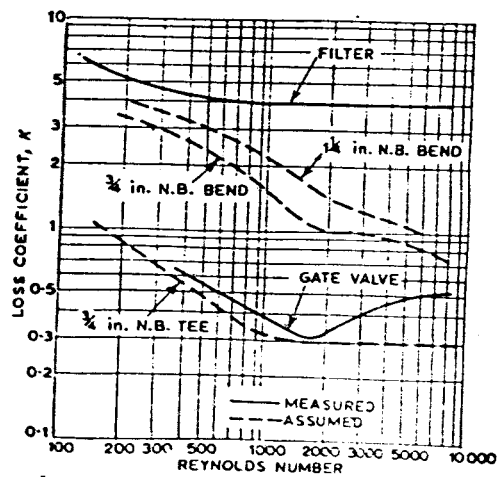
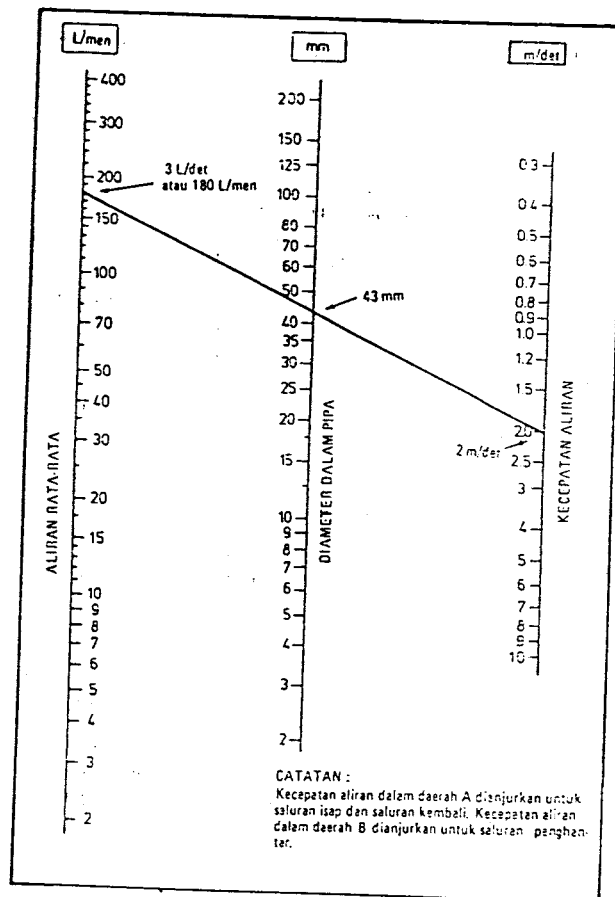
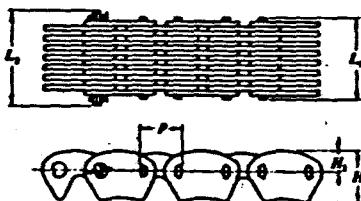


Fig. — Loss coefficient for pipe bends, filter and gate valve (after [2]).
(Acknowledgements to the Institution of Mechanical Engineers.)



Gambar
 NOMOGRAM ALIRAN RATA-RATA

Tabel. Ukuran utama dan kekuatan rantai gigi (rantai HY-VO).

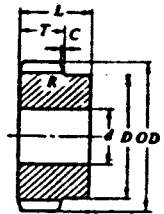


Nomor rantai	Lebar rantai (inch nominal)	Panjang pena keliling L_1	Panjang pena penyambung L_2	Tinggi rantai dari garis jarak bagi sproket H_1	Tinggi rantai H	Batas kekuatan rata-rata (kg)	Berat kasar (kg/m)
HV 303	(3/4)	22,73	26,14	$4,29 \pm 0,05$	$10,87 \pm 0,05$	2550	0,97
HV 304	(1)	29,13	32,54			3400	1,28
HV 306	(1-1/2)	41,94	45,34			5100	1,93
HV 308	(2)	54,74	58,14			6800	2,57
HV 312	(3)	80,14	83,54			10200	3,85
HV 404	(1)	29,13	32,54	$5,72 \pm 0,05$	$14,48 \pm 0,05$	4540	1,71
HV 406	(1-1/2)	41,94	45,34			6800	2,57
HV 408	(2)	54,74	58,14			9070	3,42
HV 412	(3)	80,14	83,54			13600	5,13
HV 416	(4)	105,54	108,94			18140	6,84
HV 606	(1-1/2)	43,18	43,38	$10,29 \pm 0,13$	$20,88 \pm 0,18$	10210	3,87
HV 608	(2)	55,88	56,08			13610	5,21
HV 612	(3)	81,28	81,48			20410	7,74
HV 616	(4)	106,68	106,88			27220	10,3
HV 620	(5)	132,08	132,28			34020	12,8

Tabel Ukuran sproket rantai gigi.
(a) Untuk jarak bagi 9,525

(Satuan: mm)

Jumlah gigi	Diameter lingkaran jarak bagi PCD	Diameter luar OD	Daerah diameter poros d		Diameter naf D	Lebar naf L		
			Min.	Maks.		HV-303	HV-304	HV-306
21	63,66	60,47	16	27	48	40	45	55
23	69,73	66,64	16	34	54	40	45	55
25	75,79	72,79	16	38	60	40	45	55
27	81,86	79,01	16	44	67	40	45	55
29	87,92	85,16	16	48	73	40	45	55
31	93,98	91,28	16	51	79	40	45	55
33	100,05	97,38	16	56	85	40	45	55
35	106,11	103,10	22	56	85	40	45	55



(b) Untuk jarak bagi 12,70

(Satuan: mm)

Jumlah gigi	Diameter lingkaran jarak bagi	Diameter luar	Daerah diameter poros d		Diameter naf	Lebar naf	
			Min.	Maks.		HV-404	HV-406
21	84,89	80,64	16	41	65	45	60
23	92,97	88,84	16	48	73	45	60
25	101,06	97,05	22	52	81	45	60
27	109,14	105,38	22	59	89	45	60
29	117,23	113,53	22	64	98	45	60
31	125,31	121,71	22	65	100	45	60
33	133,40	129,84	22	74	110	45	60
35	141,48	137,99	22	74	110	45	60

(c) Untuk jarak bagi 19,05

(Satuan: mm)

Jumlah gigi	Diameter lingkaran jarak bagi	Diameter luar	Daerah diameter poros d		Diameter naf	Lebar naf	
			Min.	Maks.		HV-606	HV-608
21	127,33	126,21	22	65	100	70	80
23	139,46	138,50	22	76	113	70	80
25	151,59	150,79	22	83	125	70	80
27	163,72	163,04	22	93	138	70	80
29	175,85	175,28	22	100	150	70	80
31	187,97	187,50	22	100	150	70	80
33	200,10	199,69	30	110	165	70	80
35	212,23	211,91	30	110	165	70	80

Kapasitas daya yang ditransmisikan P_o pada rantai gigi (kW setiap 25,4 mm lebar rantai).

Jumlah gigi sproket kecil	(a) (Jarak bagi 9,525) Putaran sproket kecil (rpm)																			
	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2400	2800	3200	3600	4000	4400	4800	5200	5600	6000	6400	7400	8000
	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2400	2800	3200	3600	4000	4400	4800	5200	5600	6000	6400	7400	8000
21	6,66	8,31	9,94	11,5	13,1	14,7	16,3	19,4	22,3	25,1	27,8	30,3	32,7	34,8	36,7	38,4	39,8	41,8	42,5	42,4
23	7,29	9,09	10,6	12,6	14,3	16,1	17,8	21,1	24,2	27,2	30,0	32,6	34,9	37,0	38,7	40,2	41,3	42,5	42,3	41,1
25	7,92	9,37	11,8	13,7	15,5	17,4	19,2	22,7	26,1	29,2	32,0	34,6	36,9	38,8	40,4	41,5	42,3	42,3	41,0	38,4
27	8,54	10,4	12,7	14,7	16,7	18,7	20,6	24,3	27,8	31,0	33,9	36,5	38,6	40,3	41,6	42,3	42,5	41,2	38,4	34,0
29	9,17	11,4	13,6	15,8	17,9	20,0	22,0	25,9	29,5	32,8	35,6	38,1	40,0	41,5	42,3	42,5	42,1	38,9	34,5	
31	9,79	12,1	14,5	16,8	19,1	21,3	23,4	27,4	31,1	34,4	37,2	39,5	41,2	42,2	42,5	42,1	40,8	35,6		
33	10,4	12,9	15,4	17,8	20,2	22,5	24,7	28,9	32,7	35,9	38,6	40,6	42,0	42,5	42,2	41,0	38,8			
35	11,0	13,7	16,3	18,9	21,3	23,7	26,1	30,3	34,1	37,3	39,8	41,5	42,4	42,4	41,3	39,2	35,8			

* Jika dipakai angka-angka di sebelah kanan garis tebal bertangga, maka perlu dipertimbangkan pemakaian penengah getaran, cara pelumasan, pelumas, dsb.

Jumlah gigi sproket kecil	(b) (Jarak bagi 12,70) Putaran sproket kecil (rpm)																			
	600	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400	2600	2800	3000	3200	3600	4000	4400	4800	5600	6000
	600	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400	2600	2800	3000	3200	3600	4000	4400	4800	5600	6000
21	8,88	11,8	14,7	17,5	20,3	23,1	25,8	28,5	31,0	33,5	35,9	38,3	40,5	42,6	44,4	49,8	52,5	54,7	56,8	55,7
23	9,72	12,9	16,0	19,1	22,2	25,2	28,1	30,9	33,7	36,3	38,8	41,2	43,5	45,6	49,3	52,4	54,7	56,2	56,4	52,3
25	10,5	14,0	17,4	20,7	24,0	27,2	30,3	33,3	36,2	38,9	41,5	44,0	46,3	48,4	51,9	54,7	56,4	57,1	55,0	47,4
27	11,3	15,1	18,7	22,3	25,8	29,2	32,5	35,6	38,6	41,4	44,1	46,5	48,7	50,7	54,0	56,2	57,1	56,7	51,5	46,4
29	12,2	16,2	20,1	23,9	27,6	31,2	34,6	37,9	40,9	43,8	46,4	48,8	51,0	52,8	55,6	57,0	56,9	55,2	46,1	
31	13,0	17,3	21,4	25,5	29,4	33,1	36,7	40,0	43,1	46,0	48,6	50,9	52,9	54,5	56,6	57,1	55,8	52,4		
33	13,8	18,3	22,7	27,0	31,1	35,0	38,6	41,0	43,2	46,0	50,5	52,7	54,4	55,8	57,1	56,5	53,6	48,3		
35	14,7	19,4	24,0	28,5	32,7	36,8	40,5	44,0	47,1	49,9	52,3	54,2	55,7	56,7	57,0	55,0	50,3			

* Jika dipakai angka-angka di sebelah kanan garis tebal bertangga, maka perlu dipertimbangkan pemakaian penengah getaran, cara pelumasan, pelumas, dsb.

Jumlah gigi sproket kecil	(c) (Jarak bagi 19,05) Putaran sproket kecil (rpm)																			
	400	600	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400	2600	2800	3000	3200	3400	3600	3800	4000	4200
	400	600	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400	2600	2800	3000	3200	3400	3600	3800	4000	4200
21	13,3	19,8	26,3	32,6	38,8	44,7	50,3	55,7	60,7	65,4	69,7	73,5	76,8	79,7	81,9	83,6	84,7	85,1	84,9	82,1
23	14,5	21,7	28,7	35,6	42,2	48,5	54,4	60,0	65,2	69,8	74,0	77,5	80,5	82,7	84,3	85,1	85,0	84,1	82,3	75,7
25	15,8	23,6	31,1	38,3	45,5	52,2	58,4	64,1	69,3	73,8	77,7	80,8	83,1	84,6	85,1	84,7	83,2	80,6	76,8	71,7
27	17,0	25,4	33,5	41,3	48,7	55,7	62,1	67,9	73,0	77,3	80,7	83,2	84,7	85,1	84,4	82,4	79,0	74,3	68,1	
29	18,3	27,2	35,9	44,1	51,9	59,1	65,6	71,3	76,2	80,1	83,0	84,7	85,1	84,2	81,8	77,9	72,4	65,1		
31	19,5	29,0	38,2	46,9	54,9	62,3	68,9	74,5	79,0	82,4	84,5	85,1	84,3	81,7	77,4	71,3				
33	20,8	30,8	40,5	49,5	57,9	65,4	71,9	77,3	81,3	84,0	85,1	84,5	82,1	77,6	71,0					
35	22,0	32,6	42,7	52,2	60,7	68,3	74,6	79,7	83,1	84,9	84,9	82,7	78,4	71,7						

* Jika dipakai angka-angka di sebelah kanan garis tebal bertangga, maka perlu dipertimbangkan pemakaian penengah getaran, cara pelumasan, pelumas, dsb.